

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**



# **Comparação de Desempenho dos Sistemas de Freio de Atrito tipo Sapatilha-Disco e Sapata-Roda para Veículos Ferroviários de Carga**

Autor: **Sergio José Romano**

Orientador: **Auteliano A. dos Santos Junior**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

# **Comparação de Desempenho dos Sistemas de Freio de Atrito tipo Sapatilha-Disco e Sapata-Roda para Veículos Ferroviários de Carga**

Autor: **Sergio José Romano**

Orientador: **Auteliano Antunes dos Santos Junior**

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Projeto Mecânico

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2003  
S.P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

R662c Romano, Sergio José  
Comparação de desempenho dos sistemas de freio de  
atrito tipo sapatilha-disco e sapata-roda para veículos  
ferroviários de carga / Sergio José Romano.--  
Campinas, SP: [s.n.], 2003.

Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Junior.  
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de  
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Ferrovias – Freios. I. Santos Junior, Auteliano  
Antunes dos. II. Universidade Estadual de Campinas.  
Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO**

**Comparação de Desempenho dos Sistemas de  
Freio de Atrito tipo Sapatilha-Disco e  
Sapata-Roda para  
Veículos Ferroviários de Carga**

Autor: **Sergio José Romano**

Orientador: **Auteliano Antunes dos Santos Junior**

---

**Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Junior, Presidente.  
UNICAMP**

---

**Prof. Dr. Antonio Carlos Canale  
EESC.USP**

---

**Prof. Dr. Paulo Roberto Gardel Kurka  
UNICAMP**

Campinas, 25 de fevereiro de 2003.

**Dedicatória:**

Dedico este trabalho aos anônimos da causa ferroviária

## **Agradecimentos**

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais expresso meus sinceros agradecimentos:

Ao meu grande mestre na área ferroviária, Prof. Leopoldo Correia Roza.

Ao meu orientador, Prof. Auteliano Antunes dos Santos Junior, que se propôs a mostrar os caminhos a serem seguidos.

A todos os colegas, que pelo apoio direto ou indireto, concorreram para a conclusão deste trabalho.

Aos técnicos do LAFER, Oswaldo e Rosangela, pela amizade, profissionalismo e sempre boa vontade.

A KNORR-BREMSE, por ter propiciado o conjunto freio e disco, possibilitando a realização destes ensaios.

*Os trilhos são o caminho certo para o progresso*

## Resumo

ROMANO Sergio José, *Comparação de Desempenho dos Sistemas de Freio de Atrito tipo Sapatilha-Disco e Sapata-Roda para Veículos Ferroviários de Carga*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2002. 196 p. Dissertação (Mestrado).

A objetivo deste trabalho foi levantar e comparar os parâmetros comportamentais dos freios ferroviários de atrito, dos tipos sapata-rodas e sapatilha-disco, verificando a possibilidade técnica da utilização do sistema sapatilha-disco em substituição ao sistema convencional sapata-rodas para veículos de carga. Os ensaios foram realizados levando-se em conta as condições de segurança relacionados à integridade dos componentes, sob o mesmo carregamento inercial, velocidades e forças de frenagem especificadas na Norma AAR-M-926/92 para ensaios de sapatas de freio de alto coeficiente de atrito, que satisfazem as exigências encontradas na operação ferroviária corrente. Foi feita a equivalência desses carregamentos para o sistema de freio tipo sapatilha-disco, buscando-se as mesmas condições de frenagem. Foram levantadas curvas de frenagem para cada um desses tipos de freio, no Banco Dinamométrico do DPM/FEM. Procurou-se obter as mesmas distâncias de paradas, obtidas a partir das mesmas velocidades iniciais, para ambos os tipos de freio. Também foram simulados analiticamente e numericamente, através do método de elementos finitos (programa Ansys 6.0), as condições de temperaturas decorrentes das frenagens para disco e rodas. Foram ensaiados materiais de atrito comerciais de distintas procedências. A análise dos parâmetros mostrou que é possível intercambiar os sistemas nas condições de frenagem normalizadas, com garantia da segurança.

### *Palavras Chave*

- Freios Ferroviários, Sapatas, Sapatilhas.



## **Abstract**

ROMANO Sérgio José, *Comparison of the Pad-Disk and Shoe-Wheel Friction Brake Systems Performance for Freight Railway Vehicles*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2002. 196 p. Dissertation (Master's degree).

The objective of this work was to obtain and compare the parameters of the railway friction brakes, both shoe-wheel and pad-disk types, verifying the technical possibility of the pad-disk system to be used in replacement to the conventional shoe-wheel system for freight vehicles, maintaining the safe conditions to components integrity. The conditions were explored under the same inertial loading, speeds and braking forces specified in the AAR-M-926-92 standard for high friction coefficient brake shoes evaluation, which satisfy the requirements for the current railroad operation. The equivalent loading for the pad-disk type brake system was calculated, aiming the same braking conditions. Plots of braking parameters were obtained from the Dynamometric Bench of DPM/FEM for each one of these kinds of brakes, aiming to get the same stop distance from the same initial velocities for both brake systems. The temperature raising was also simulated analytically and numerically, using the finite elements method (Ansys 6,0 program), for stops tests in disk and wheel. Several friction materials from different origins were tested. The results show that the pad-disk system can be used to replace safely the shoe-wheel actual system for freight car transportation.

### *Keywords*

- Railroad Brake, Brake Shoes, Brake Pads

# Índice

Lista de Figuras	vi
Lista de Tabelas	xii
Nomenclatura	xiii
1 Introdução	1
1.1 Objetivos	4
1.2 Descrição dos capítulos	5
2 Revisão da Literatura	7
2.1 Freios de atrito de acionamento pneumático	7
2.2 Freio a ar direto	8
2.3 Freio a ar automático	9
2.4 Modos de aplicação do freio de atrito	11
2.4.1 Freio de atrito atuando na superfície de rolamento da roda	11
2.4.2 Freio de atrito atuando em discos específicos de frenagem	12
2.5 Outros tipos de freios ferroviários complementares de uso corrente	13
2.5.1 Freio elétrico com motores de tração	13
2.5.1.1 Limitações da utilização do freio elétrico dinâmico	16
2.5.2 Freio eletromagnético de trilho	17
2.5.3 Freio por corrente de Foucault	19
2.6 Características dos pares de atrito	21
2.6.1 Material de atrito	21

2.6.2 Material de confecção de rodas e discos de freio	26
2.6.2.1 Características das rodas	26
2.6.2.2 Características dos discos de freio	28
2.7 Conseqüências do aquecimento gerado durante a frenagem	33
2.7.1 Conseqüências sobre as rodas	33
2.7.2 Conseqüências sobre os discos de freio	35
2.7.3 Nos materiais de atrito	37
2.7.3.1 Instabilidade Termoelástica	37
2.8 Estudos sobre temas relacionados a este trabalho	40
2.8.1 Adequação de um TUE (Trem Unidade Elétrico) a operação sob condições específicas de um trecho	40
2.8.2 Sistemas de freios para TUE suburbanos e metropolitanos	40
2.8.3 Características de alguns materiais de atrito comerciais	42
2.8.4 Determinação da temperatura e desgaste durante a frenagem	47
2.8.5 Mecanismos do Atrito nos Freios Industriais	48
2.8.6 Influência das sapatas de freio na temperatura das rodas ferroviárias em serviço	49
2.8.7 Investigação da capacidade térmica de rodas utilizando-se sapatas COBRA (composição não metálica)	50
2.8.8. Combinação de sistemas de freio de atrito em vagões	51
2.8.9 Efeito da frenagem constante de alta potência, sobre sapatas de freio de composição não metálica de alto coeficiente de atrito	52
2.8.10 Comparação teórica e experimental das temperaturas e tensões entre discos sólidos e ventilados	53
2.8.11 O projeto e desenvolvimento de discos de freio sólidos para trens de alta velocidade	54
2.8.12 Uma revisão interpretativa das falhas em rodas com relação ao projeto e ao tratamento térmico	56
2.8.13 Desgaste desigual em sapatas de freio	56
2.9. Evolução Histórica do Dinamômetro Ferroviário para Rodas e Sapatas	57

2.9.1 Características do banco dinamométrico utilizado pela Industria de Freios KNORR	60
2.9.2 Características do banco dinamométrico da AAR	61
2.9.2.a Características dos Ensaios de Sapatas segundo a AAR	62
3 Modelagem Teórica	65
3.1 Modelagem analítica	65
3.1.1 Variação da energia total de um veículo	66
3.1.2 Energia de frenagem	67
3.1.3 Energia e potência	71
3.1.4 Distribuição da potência de frenagem no par de atrito	73
3.1.5 Análise da temperatura para frenagens repetidas	75
3.1.6 Análise da temperatura para frenagem continua	77
3.1.7 Transferência de calor por convecção	79
3.1.7.1 Coeficiente de transmissão de calor por convecção para discos de freio	81
3.1.7.2 Coeficiente de transmissão de calor por convecção para rodas	84
3.1.8 Coeficiente de transmissão de calor por radiação	84
3.2 Modelagem numérica utilizando o método dos Elementos Finitos	86
3.2.1 Definição do Método Numérico	86
3.2.2 Definição do Elemento	88
3.2.3 Malha Utilizada	88
3.2.4 Condições de Carregamento e Contorno	90
4 Análise Experimental	94
4.1 Descrição do Banco Dinamométrico	95
4.2 Sistema de aquisição de dados	97
4.2.1 Detalhamento do Sistema de Medição da Força Normal – SMFN	101
4.2.2 Detalhamento do Sistema de Medição de Temperaturas – SMT	102

4.2.3 Detalhamento do Sistema de Medição do Torque – SMTQ	104
4.2.4 Detalhamento do Sistema de Medição de Velocidade – SMV	105
4.3 Calibração dos Instrumentos	107
4.4 Definição do procedimento de Ensaio	107
4.4.1 Ensaio em sapata-roda	107
4.4.2 ensaios em sapatilha-disco	109
5 Resultados e Discussões	113
5.1 Modelagem Numérica	114
5.2 Modelagem Analítica	120
5.2.1 Cálculo das temperaturas alcançadas – Frenagem de Parada Pesada	123
5.2.2 Cálculo das temperaturas alcançadas – Frenagem Constante	124
5.3 Resultados experimentais	126
5.3.1 Coeficiente de Atrito	127
5.3.2 Variação da Velocidade	141
5.3.3 Variação da Temperatura	148
5.3.4 Distancias de Parada	150
5.4 Discussão Final	153
6 Conclusões	155
Referências Bibliográficas	159
Anexo 1	166
Calibração dos instrumentos utilizados no BD - Banco	
Dinamométrico do LAFER	167
a) Calibração do SMFN - Sistema de Medição da Força Normal	167
a.1) Procedimento para calibração do SMFN	168
a.2) Resultado da Calibração do SMFN	174
a.3) Incerteza Total do SMFN	174

b) Calibração do SDS - Sistema de medição da força normal no Disco Sapatilha	174
b.1) Procedimento para calibração do SDS	175
b.2) Resultado da Calibração do SDS	176
b.3) Incerteza Total do SDS	178
c) Calibração do SMT - Sistema de Medição de Temperaturas	178
c.1) Procedimento para calibração do SMT	179
c.2) Resultados da calibração do SMT	181
c.3) Incerteza Total do SMT	183
d) Calibração do SMTQ - Sistema de Medição do Torque	184
d.1) Procedimento para calibração do SMTQ	184
d.2) Resultado da calibração do SMTQ e da Força de Atrito	187
d.3) Incerteza Total da Força de Atrito	189
e) Calibração do SMV - Sistema de Medição de Velocidade	191
e.1) Procedimento para calibração do SMV	191
e.2) Resultados da calibração do SMV	192
e.3) Incerteza total do SMV	194

## Lista de Figuras

2.1: - Esquema simplificado do freio a ar automático	10
2.2: - Freio de atrito tipo sapata e tipo disco	11
2.3: - Bloco de freio	12
2.4: - Freio de atrito tipo disco	13
2.5: - Esquema do freio dinâmico reostático	14
2.6: - Curva característica de frenagem do motor assíncrono	15
2.7: - Freio eletromagnético de trilho	18
2.8: - Freio magnético de trilho tipo imã permanente	19
2.9: - Esquema do princípio de funcionamento do freio por corrente de Foucault	20
2.10: - Freio por corrente de Foucault	20
2.11: - Freio por corrente de Foucault, vista inferior	21
2.12: - Sapatilha Isobárica, em material sinterizado	25
2.13: - Distribuição da Força Normal na Sapatilha Isobárica	25
2.14: - Disco de freio tipo "ventilado", construção em ferro fundido	29
2.15: - Disco de freio tipo "sólido", construção em material cerâmico	29
2.16: - Disco de freio tipo "montado na roda", construção em alumínio	30
2.17: - Principais materiais empregados na confecção dos discos de freio e suas respectivas faixas de utilização	30
2.18: - Disco de freio tipo "ventilado", instalado na ponta do eixo	31
2.19: - Característica construtiva do disco de freio tipo "montado na roda"	32
2.20: - Disco tipo "ventilado", instalado entre rodas	32
2.21: - Modelo da deformação causada pela alta temperatura no disco de freio	36

2.22: - Distribuição das temperaturas no disco de freio, com sapatinhas comum e isobárica	36
2.23: - Modelo da evolução do contato entre superfícies com pontos altos	37
2.24: - Deformação e desgaste entre ciclos	38
2.25: - Deformação da sapatinha com diminuição da área de contato	38
2.26: - Modelos dos rasgos efetuados nas sapatinhas de freio	39
2.27: - Valores de temperatura fornecidos pela simulação numérica	39
3.1: - Modelo utilizado para a distribuição de temperaturas em rodas	87
3.2: - Modelo utilizado para a distribuição de temperaturas em discos	87
3.3: - Malha utilizada para a distribuição de temperaturas em rodas	88
3.4: - Malha utilizada para a distribuição de temperaturas em discos	89
4.1: - Banco Dinamométrico – BD, do LAFER	96
4.2: - Diagrama esquemático do sistema de alimentação de ar comprimido	98
4.3: - Transdutor para monitoramento da pressão no cilindro de freio	98
4.4: - Torquímetro Himmelstein modelo MCRT 8-02TA	99
4.5: - Termopar deslizante	100
4.6: - Tacogerador Weg, modelo Dínamo Taquimétrico 1R/20	100
4.7: - Fonte de Tensão HP 6632A	102
4.8: - Condicionador de Sinais SA-S com módulo Temperatura SA-TC e filtro AS-AF	103
4.9: - Microcomputador Pentium I - 166 MHz	104
4.10: - Condicionador de sinais Phillips PR 9308	105
4.11: - Painel do conversor de velocidades com mostrador digital	106
4.12: - Disco de Freio KNORR, tipo 640/350X110-22, bi-partido, construção em fofo	111
5.1: - Distribuição das temperaturas na Roda Velocidade inicial $V_i = 128$ km/h e coeficiente de atrito $\mu = 0,3$	115
5.2: - Distribuição das temperaturas no disco com aletas retangulares Velocidade inicial $V_i = 128$ km/h e coeficiente de atrito $\mu = 0,3$	115
5.3: - Distribuição das temperaturas no disco com aletas tipo pinos Velocidade inicial $V_i = 128$ km/h e coeficiente de atrito $\mu = 0,3$	116



5.4: - Distribuição das temperaturas na roda	
Velocidade inicial $V_i = 96$ km/h e coeficiente de atrito $\mu = 0,3$	116
5.5: - Distribuição das temperaturas no disco com aletas retangulares	
Velocidade inicial $V_i = 96$ km/h e coeficiente de atrito $\mu = 0,3$	117
5.6: - Distribuição das temperaturas no disco com aletas tipo pinos	
Velocidade inicial $V_i = 96$ km/h e coeficiente de atrito $\mu = 0,3$	117
5.7: - Distribuição das temperaturas na roda	
Velocidade inicial $V_i = 128$ km/h e coeficiente de atrito $\mu = 0,5$	118
5.8: - Distribuição das temperaturas no disco com aletas retangulares	
Velocidade inicial $V_i = 128$ km/h e coeficiente de atrito $\mu = 0,5$	119
5.9: - Distribuição das temperaturas no disco com aletas tipo pinos	
Velocidade inicial $V_i = 128$ km/h e coeficiente de atrito $\mu = 0,5$	119
5.10: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada leve	127
5.11: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 12, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada leve	128
5.12: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 16, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada leve	129
5.13: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada pesada	130
5.14: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 12, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada pesada	130
5.15: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 16, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada pesada	131
5.16: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação do coeficiente de atrito, ensaio de frenagem constante, rampa leve	132
5.17: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 12, variação do coeficiente de atrito, ensaio de frenagem constante, rampa leve	132

5.18: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 16, variação do coeficiente de atrito, ensaio de frenagem constante, rampa leve	133
5.19: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação do coeficiente de atrito, ensaio de frenagem constante, rampa pesada	133
5.20: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 12, variação do coeficiente de atrito, ensaio de frenagem constante, rampa pesada	134
5.21: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 16, variação do coeficiente de atrito, ensaio de frenagem constante, rampa pesada	134
5.22: - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada leve	136
5.23: - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 03, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada leve	136
5.24: - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada pesada.	137
5.25: - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 03, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada pesada	138
5.26: - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação do coeficiente de atrito 1ºensaio de parada pesada a 128 km/h	138
5.27: - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação do coeficiente de atrito 2º ensaio de parada pesada a 128 km/h	139
5.28: - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 03, variação do coeficiente de atrito, ensaio de frenagem constante, rampa pesada.	140
5.29: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação da velocidade ensaio de parada leve	141
5.30: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 12, variação da velocidade ensaio de parada leve	141
5.31: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 16, variação da velocidade ensaio de parada leve	142
5.32: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação da velocidade ensaio de parada pesada	142

5.33: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 12, variação da velocidade ensaio de parada pesada	143
5.34: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 16, variação da velocidade ensaio de parada pesada	143
5.35: - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação da velocidade ensaio de parada leve	144
5.36: - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 03, variação da velocidade ensaio de parada leve	144
5.37: - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação da velocidade ensaio de parada pesada	145
5.38: - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 03, variação da velocidade ensaio de parada pesada	145
5.39: - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação da velocidade 1º ensaio de parada pesada a 128 km/h	146
5.40: - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação da velocidade 2º ensaio de parada pesada a 128 km/h	146
5.41: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação da temperatura, ensaio de frenagem constante, rampa leve	147
5.42: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 12, variação da temperatura, ensaio de frenagem constante, rampa leve	148
5.43: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 16, variação da temperatura, ensaio de frenagem constante, rampa leve	148
5.44: - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação da temperatura, ensaio de frenagem constante, rampa pesada	149
a.1: - Célula de carga e adaptador (à esquerda), para fixação na contra-sapata	168
a.2: - Célula de carga instalada na contra-sapata	169
a.3: - Condicionador de sinais	169
a.4: - Módulo de medição do condicionador, o canal 2 é o da direita	170
a.5: - Tela do Programa de Calibração, utilizado nas calibrações da Força de Atrito, Força Normal, Velocidade e Temperatura	171

a.6: - Curva de calibração do SMFN	173
b.1: - Adaptador para posicionar a célula de carga	175
b.2: - Célula de carga instalada entre as faces da pinça	175
b.3: - Curva de calibração do SDS	177
c.1: - Conjunto de medição de temperatura multímetro- termopar calibrados	180
c.2: - Lâmina metálica deslizante com termopar tipo K soldado utilizado durante o ensaio	180
c.3: - Curva de calibração do SMT	182
d.1: - Montagem para calibração do torque	185
d.2: - Fixação do cabo de aço na barra de torque	185
d.3: - Curva de calibração da Força de Atrito, SMTQ	187
e.1: - Curva de calibração do SMV	194

## Lista de Tabelas

2.1: - Classificação das rodas ferroviárias segundo a utilização	27
2.2: - Composição química dos aços das rodas ferroviárias	28
2.3: - Especificação para a dureza das rodas ferroviárias	28
2.4: - Distancia de parada "leve"	63
2.5: - Distancia de parada "pesada"	64
3.1: - Potência de Frenagem Máxima (W), estimada para $\mu = 0,3$ segundo AAR	90
3.2: - Tempo de Parada (s), estimado para $\mu = 0,3$ segundo a AAR	91
3.3: - Distâncias de Parada (m), estimada para $\mu = 0,3$ segundo a AAR	91
3.4: - Potência de Frenagem Máxima (W), estimada para $\mu = 0,5$ segundo a AAR	92
3.5: - Tempo de Parada (s), estimado para $\mu = 0,5$ segundo a AAR	92
5.1: - Distâncias de Parada - Sapata Roda - Frenagem Leve	150
5.2: - Distâncias de Parada – Sapatilha Disco - Frenagem Leve	150
5.3: - Distâncias de Parada - Sapata Roda - Frenagem Pesada	151
5.4: - Distâncias de Parada – Sapatilha Disco - Frenagem Pesada	151
5.5: - Distância Média de Parada - Frenagem Leve	151
5.6: - Distâncias Média de Parada - Frenagem Pesada	152

## Nomenclatura

### *Letras Latinas*

$E_f$	= energia da frenagem	[N.m]
$E_{CTf}$	= energia cinética de translação final	[N.m]
$E_{CTi}$	= energia cinética de translação inicial	[N.m]
$E_{CRf}$	= energia cinética de rotação final	[N.m]
$E_{CRi}$	= energia cinética de rotação inicial	[N.m]
$E_{Pf}$	= energia potencial final	[N.m]
$E_{Pfi}$	= energia potencial inicial	[N.m]
$E_f$	= energia de frenagem	[N.m]
$m$	= massa do veículo	[kg]
$V_f$	= velocidade final	[m/s]
$V_i$	= velocidade inicial	[m/s]
$I$	= momento de inércia das massas girantes	[kg.m <sup>2</sup> ]
$E_{fR}$	= energia de frenagem de um rodeiro simples	[N.m]
$I_R$	= momento de inércia de um rodeiro	[kg.m <sup>2</sup> ]
$R$	= raio da roda	[m]
$V$	= velocidade linear do veículo	[m/s]
$E_{fMT}$	= energia de frenagem da armadura de um motor de tração	[N.m]
$I_{MT}$	= momento de inércia da armadura do motor de tração	[kg.m <sup>2</sup> ]
$n$	= relação de transmissão	[adm]
$z_p$	= número de dentes do pinhão do motor de tração	[adm]
$z_c$	= número de dentes da coroa do rodeiro	[adm]

$p$	= peso do veículo	[N]
$H_i$	= altitude inicial (cota inicial)	[m]
$H_f$	= altitude final (cota final)	[m]
$L$	= distância percorrida	[m]
$V$	= velocidade do veículo	[m/s]
$t$	= tempo decorrido na descida da serra	[s]
$q_R$	= fluxo de calor para a roda	[N.m/h.m <sup>2</sup> ]
$q_S$	= fluxo de calor para a sapata	[N.m/h.m <sup>2</sup> ]
$R_S$	= resistência térmica à condução do calor para a sapata	[h.K/N.m]
$R_R$	= resistência térmica à condução do calor para a roda	[h.K/N.m]
$A_S$	= área da sapata	[m <sup>2</sup> ]
$h_p$	= coeficiente de transmissão de calor por convecção, da sapata	[N.m/h.m <sup>2</sup> .K]
$k_S$	= condutividade térmica do material da sapata	[N.m/h.m.K]
$k_G$	= condutividade térmica da guarnição da sapata	[N.m/h.m.K]
$q_0$	= potência de frenagem absorvida pela roda	[N.m/h]
$t_p$	= tempo de frenagem até a parada	[h]
$V_R$	= volume da roda	[m <sup>3</sup> ]
$C_R$	= calor específico da roda	[N.m/kg.K]
$T(t)$	= temperatura no tempo $t$	[K]
$T_\infty$	= temperatura ambiente	[K]
$T_i$	= temperatura inicial da roda	[K]
$q_0$	= potência de frenagem absorvida pela roda	[N.m/h]
$h_R$	= coeficiente de transmissão de calor	[N.m/h.K.m <sup>2</sup> ]
$A_R$	= superfície externa da roda	[m <sup>2</sup> ]
$e$	= número de Euler	[adm]
$V_R$	= volume da roda	[m <sup>3</sup> ]
$C_R$	= calor específico do material da roda	[N.m/kg.K]
$t$	= tempo durante o qual o freio é aplicado	[h]
$Nu$	= número de Nusselt	[adm]
$C$	= constante de transmissão de calor	[N.m/kg.K]

$Re$	= número de Reynolds	[adm]
$Pr$	= número de Prandtl	[adm]
$m$	= parâmetro de transmissão de calor	[adm]
$n$	= parâmetro de transmissão de calor	[adm]
$c_a$	= calor específico do ar	[N.m/h.K.m <sup>2</sup> ]
$h_r$	= coeficiente de transmissão de calor por convecção	[N.m/kg.K]
$L_C$	= distância característica	[m]
$k_a$	= condutividade térmica do ar	[N.m/h.K.m]
$V$	= velocidade do veículo	[m/s]
$m_a$	= fluxo de ar	[m <sup>3</sup> /s]
$D_d$	= diâmetro externo do disco	[m]
$d_h$	= diâmetro hidráulico	[m]
$l$	= comprimento da aleta	[m]
$V_{méd}$	= velocidade média	[m/s]
$\mu_a$	= viscosidade do ar	[kg/m.s]
$V_m$	= velocidade media do ar no interior da aleta	[m]
$V_e$	= velocidade do ar na entrada da aleta	[m]
$V_s$	= velocidade do ar na saída da aleta	[m]
$D$	= diâmetro externo da aleta	[m]
$d$	= diâmetro interno da aleta	[m]
$A_e$	= área de entrada de ar na aleta	[m <sup>2</sup> ]
$A_s$	= área de saída do ar na aleta	[m <sup>2</sup> ]
$h_{R,rad}$	= coeficiente de transmissão de calor por irradiação térmica	[N.m/h.K.m <sup>2</sup> ]
$T_R$	= temperatura do disco	[K]
$T_a$	= temperatura ambiente	[K]

### ***Letras Gregas***

$\Delta E_t$	= variação da energia total, entre as situações inicial e final	[N.m]
$\omega_f$	= velocidade angular final das massas girantes	[rd/s]



$\omega_i$	= velocidade angula inicial das massas girantes	[rd/s]
$\omega_R$	= velocidade angular do rodeiro	[rd/s]
$\omega_{Ri}$	= velocidade angular do rodeiro, inicial	[rd/s]
$\omega_{Rf}$	= velocidade angular do rodeiro, final	[rd/s]
$\omega_{MT}$	= rotação da armadura do motor de tração	[rd/s]
$\omega_{MT}$	= velocidade angular da armadura do motor de tração	[rd/s]
$\delta_s$	= espessura da sapata	[m]
$\delta_G$	= espessura da guarnição	[m]
$\rho_R$	= massa especifica da roda	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_a$	= massa especifica do ar (temperatura ambiente)	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\epsilon_R$	= emissividade da superfície	[adm]
$\sigma$	= constante de Stefan-Boltzmann = $3,56.10^{-5}$	[N.m/m <sup>2</sup> .K]

### *Siglas*

TUE	Trem Unidade Elétrico
LAFER	Laboratório Ferroviário
AAR	"Association of American Railroads"
BD	Banco Dinamométrico
ABA	"Air Brake Association"
RFFSA	Rede Ferroviária Federal S.A
TGV	"Train a Grand Vitesse"
SNCF	"Societè Nationale des Chemins de Fer"
FEPASA	Ferrovias Paulistas S.A.
CVRD	Companhia Vale do Rio Doce
DPM	Departamento de Projeto Mecânico
FEM	Faculdade de Engenharia Mecânica

# **Capítulo 1**

## **Introdução**

Nos últimos anos, o transporte ferroviário de cargas sofreu grande desenvolvimento propiciado pela utilização de locomotivas mais possantes trabalhando acopladas em comando múltiplo, tracionando trens compostos por vagões com maior tonelagem por eixo, levando mais carga útil. Esse fato deu origem à formação de trens de carga mais pesados e longos que os até então praticados, aumentando substancialmente a circulação de mercadorias e melhorando a eficiência operacional, tanto do trecho como do material rodante. Isto, porém, deu relevância a problemas até então sem significância e origem a outros inexistentes.

Fato similar ocorreu também com os trens de passageiros. Devido ao grande aumento da demanda de transporte coletivo de massa, novas linhas ferroviárias e metroviárias estão sendo implantadas e Trens Unidade Elétricos foram e estão sendo adquiridos. No sistema existente ocorre a busca progressiva da diminuição do intervalo de tempo entre composições e o aumento da velocidade, visando oferecer maior quantidade de horários e número de lugares. Essa é a meta para a eficiência operacional e exploração comercial de um trecho existente.

A quase totalidade da frota dos trens mais antigos está sendo modernizada. Essa modernização passa obrigatoriamente pelo sistema de tração e frenagem. Os novos projetos de TUE já contemplam um sistema único de comando e acionamento para tração e frenagem, interligados e combinados, onde um único manipulador controla, de maneira inteligente, a utilização combinada dos freios pneumático e elétrico.

As características físicas do traçado de um determinado trecho ferroviário como rampas e curvas aliadas aos fatores operacionais tais como taxa de aceleração, comprimento dos blocos de sinalização, distância entre paradas, e etc. além dos fatores ambientais (umidade e contaminação da via por mato) condicionam o regime de trabalho de um equipamento com relação à tração e à frenagem.

As grandes cidades já não suportam, nos horários de pico, nem mais o transporte convencional coletivo sobre pneus, já tendo sido objeto de inúmeros estudos e sendo de notório conhecimento que o meio capaz de dar vazão ao grande fluxo de usuários nos horários de pico é o transporte coletivo sobre trilhos.

É perfeitamente previsível que, num horizonte de curto prazo, grande aporte de recursos seja destinado ao transporte coletivo de passageiros, mais especificamente no modelo via trilhos. Nos últimos anos, grandes empresas construtoras desse tipo de material já se instalaram no país e estão preparadas para suprir material rodante. O material comercial de linha dessas grandes empresas é de alta tecnologia, porem concebido para uma realidade operacional diferente da nossa, fato que sempre requer estudos para adequação e desenvolvimento.

Parte significativa desses estudos e problemas estão relacionados ao sistema de freios e seus componentes, mais particularmente materiais de atrito e rodas.

Os freios de atrito utilizados no transporte ferroviário são basicamente classificados em dois tipos: o primeiro, mais antigo, é o do tipo de sapatas de freio que atuam diretamente sobre a superfície de rolamento da roda, conhecido como freios de sapata, e o segundo, de emprego mais recente, é o do tipo de sapatilhas de freio que atuam sobre discos específicos para a frenagem, conhecidos como freios a disco. Esses discos são normalmente fixados nas pontas dos eixos dos rodeiros ou entre as rodas, e mais raramente fixados na alma das rodas.

O freio de atrito é o dispositivo que converte parte ou totalidade da energia cinética da composição ferroviária em calor. O calor é gerado no par de atrito e distribuído entre os componentes construtivos, sendo daí dissipado para o meio ambiente.

No projeto dos sistemas de freio, especial atenção deve ser dada ao comportamento dos pares de atrito com relação à variação do coeficiente de atrito em função da temperatura. O objetivo é manter o valor da temperatura abaixo da condição limite que os materiais construtivos dos componentes suportam, garantindo assim a integridade dos elementos envolvidos na frenagem, quando submetidos a condições severas de aquecimento.

Deve-se também manter o valor da força de atrito abaixo do valor limite da condição de aderência entre roda e trilho, assegurando-se o não deslizamento das rodas sobre os trilhos, o que acarretaria a diminuição da capacidade de frenagem pela mudança da condição de atrito estático para atrito dinâmico, além de comprometer a integridade das rodas pelo aparecimento de defeitos na superfície de rolamento.

Resultados de ensaios efetuados em materiais de atrito comerciais, no Banco Dinamométrico do Laboratório Ferroviário do Departamento de Projeto Mecânico, da Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp, mostram que os materiais de atrito podem apresentar valores diferentes de coeficientes de atrito de acordo com a simulação das condições encontradas no campo (SANTOS, 1996).

Hoje em dia, todas as locomotivas e todos os TUE (trem unidade elétrico) são dotados de freio elétrico complementar do tipo reostático (conhecido no campo como freio dinâmico). Sua contribuição na frenagem total é significativa e deve ser considerada na análise dos parâmetros dos freios de atrito.

O conhecimento dos parâmetros de comportamento de ambos os sistemas de freio é importante, pois levando-os em conta juntamente com as características físicas e operacionais do trecho em questão, pode-se buscar maneiras de melhorar o desempenho de um determinado material rodante que opera nesse trecho, quando da modernização desse equipamento.

Esses parâmetros podem auxiliar na análise de um equipamento ferroviário existente e que se pretende transferir para um outro trecho em questão, avaliando o seu provável comportamento dinâmico e propondo as alterações necessárias para sua adequação ao novo trecho, se for o caso.

Pode-se ainda embasar a especificação para a aquisição de um novo material rodante, ou fazer a análise crítica das propostas dos prováveis fornecedores, dando atenção aos itens que podem não ter sido contemplados no projeto inicial do produto ofertado, muito provavelmente desenvolvido para as outras condições operacionais.

Neste trabalho foi estudada a variação do coeficiente de atrito ocorrida em função da temperatura, velocidade e pressão específicas de contato, simulando no Banco Dinamométrico diversas condições de aplicação de freio como encontradas na prática como por exemplo:

- aplicação de freio tipo descida de serra, em que a temperatura do par de atrito estabiliza;
- aplicação de freio, variando-se a pressão específica, (de leve a severa) para varias velocidades iniciais;
- aplicação de frenagem severa para diversas velocidades iniciais.

Não foi contemplada neste estudo a análise das tensões térmicas originadas quando do aquecimento devido à frenagem nem a concentração das temperaturas em uma roda ferroviária e suas conseqüências, pois esse tema já é objeto de inúmeros outros estudos mais específicos, tendo somente sido citadas e assumidas condições para que danos não ocorram.

O método utilizado para o desenvolvimento deste estudo foi levantar o comportamento desses dois tipos de freios de atrito citados, roda-sapata e disco-sapatilha, e obter os valores dos coeficientes de atrito, conhecendo sua variação com a pressão específica, velocidade e temperatura, simulando as diversas condições operacionais encontradas no campo, tendo como limitante básico a temperatura atingida pelos pares de atrito. Com este estudo espera-se obter parâmetros que balizem a condição de garantia de frenagem segura.

## **1.1 Objetivo**

Este trabalho tem como objetivo verificar a possibilidade de utilização de sistema de freio de atrito do tipo disco-sapatilha, em substituição ao sistema convencional de freio de atrito tipo sapata-roda, utilizados em vagões de carga.

Para atingir o objetivo proposto, o problema foi abordado através dos seguintes passos:

- a) – Análise da distribuição de temperaturas no disco e na roda através do método de elementos finitos e modelo de cálculo analítico.
- b) – Realização de ensaios em sapatas de freio segundo a Norma AAR – M 926-99, e procedimento de trabalho BD-01 do LAFER.
- c) – Realização de ensaios em sapatilhas de freio utilizando-se as mesmas condições de carregamento, buscando-se igualar as distâncias de parada.
- d) – Análise da possibilidade técnica de intercâmbio entre os sistemas.

## **1.2 – Descrição dos capítulos.**

O Capítulo 2 trata da revisão de literatura sobre o tema, onde é feita a introdução aos sistemas de freio em uso nos trens de carga, de passageiros, de subúrbio e de METRÔ, seus princípios operacionais e características. Apresenta os tipos de compósitos utilizados na confecção dos materiais de atrito mais comumente empregados e suas características desempenho. Mostra as características construtivas e de aplicação das rodas ferroviárias e discos de freio, mostrando os tipos conforme o método de produção, materiais utilizados e classificação para aplicação. Descreve as conseqüências do aquecimento gerado durante a frenagem e defeitos decorrentes de excesso de carregamento. Aborda descritivamente os Bancos Dinamométricos utilizados para ensaios de sapatas e sapatilhas empregados nos diversos Centros de Estudos, Laboratórios e Empresas.

O Capítulo 3 aborda a modelagem teórica com a qual é desenvolvida a metodologia para a determinação do aquecimento decorrente da frenagem para discos e rodas. Nesse capítulo também foi enfocada a modelagem numérica pelo método de elementos finitos para efetuar a simulação, com o programa Ansys v 6.0, das temperaturas atingidas com o carregamento equivalente aos dos ensaios.

O Capítulo 4 trata da análise experimental e metodologia dos ensaios. Contem a descrição do Banco Dinamométrico do LAFER, seu conceito construtivo e sistemas de operação e controle, bem como os sistemas utilizados para a aquisição e tratamento dos dados coletados nos ensaios.

Descreve as condições para os ensaios das sapatas e sapatilhas com a correlação da mesma distância de parada, para ambos os casos.

O Capítulo 5 mostra os resultados e a discussão dos resultados coletados em ambas as seqüências de ensaios em rodas e discos.

O Capítulo 6 apresenta as conclusões do trabalho sobre a aplicabilidade do sistema de freio a disco como uma alternativa ao freio de sapata, para os valores de velocidade inicial, força normal aplicada e distância de parada fixada, relacionados com a temperatura alcançada. Discute a metodologia utilizada comparando os dois métodos teóricos de avaliação da temperatura em comparação com a temperatura média encontrada. Propõe estudos futuros seqüenciais e complementares. Conclui sobre a viabilidade técnica da intercambiabilidade entre os sistemas como um todo ou modulado.

## **Capítulo 2**

### **Revisão da Literatura**

A frenagem por atrito é a principal forma de frenagem empregada no transporte ferroviário de passageiros e cargas, sendo também considerada ainda como a de maior segurança.(ROZA, 1989). Pode-se definir o freio de atrito como um "dispositivo" que converte em calor, parte ou a totalidade, da energia cinética e potencial de um veículo, dissipando a energia para o meio ambiente. A maioria dos freios de atrito utilizados em composições ferroviárias são pneumáticos e seus princípios são os mesmos, para o sistema com sapatas ou o com sapatilhas.

#### **2.1 Freios de atrito de acionamento pneumático.**

Desde o aparecimento do freio a ar comprimido, desenvolvido por George Westinghouse (ROZA, 1989), o seu uso difundiu-se de maneira praticamente universal, tanto nos trens de carga quanto nos de passageiros. Os freios de atrito pneumático dividem-se em freio a ar direto e freio a ar automático. O freio a ar direto é somente utilizado hoje como freio auxiliar ao automático, em ferrovias com fortes e longas rampas, como as localizadas na Cordilheira dos Andes. O freio automático tem aplicação universal e obrigatória em qualquer transporte ferroviário. O freio automático nos trens de subúrbio e METRÔ tem também acionamento elétrico, em adição ao pneumático com a finalidade de efetuar a transmissão do sinal para a frenagem de forma mais rápida evitando-se choques internos na composição. Nas locomotivas mais modernas o comando e controle da aplicação dos freios se fazem com equipamentos eletrônicos. Nos modernos trens unidades de subúrbio e METRÔ o sistema eletrônico atua de forma integrada sobre o freio e a



tração, ajustando a força de retardamento e a aceleração na demarragem (partida do trem) além à carga presente no carro de passageiros (lotação).

## **2.2 Freio a ar direto.**

O primeiro tipo de freio a ar foi desenvolvido por Westinghouse em 1869. Tratou-se do freio a ar direto. O nome direto é devido ao acionamento dos freios ser feito através do suprimento direto do ar comprimido aos cilindros de freio.

A produção do ar comprimido era feita na locomotiva por um compressor de ar, acionado a vapor, denominado "bomba de ar". O ar comprimido era armazenado em um grande reservatório, também situado na locomotiva. A aplicação ou alívio dos freios se dava pela atuação do maquinista, o qual operava uma torneira de três vias denominada "manipulador", suprimindo o ar comprimido aos cilindros de freio.

Os cilindros de freio ficavam nos carros e vagões sendo alimentados através de uma tubulação unida por mangueiras que percorria todo comprimento do trem. Esses cilindros atuavam forçando as sapatas de freio sobre a superfície de rolamento das rodas, através de uma timoneria. As sapatas aplicavam então a força de frenagem sobre as rodas e a soma dessas forças de atrito geradas era a força de retardamento atuante sobre o trem. As rodas eram, e ainda são, na maioria dos veículos ferroviários os tambores de freio.

A grande desvantagem desse sistema é que ele não era a prova de falha. No caso da quebra de um engate, da tubulação ou de uma mangueira, todo o trem ficava desgovernado, já que não haveria mais o suprimento de ar necessário para frear a parte que ficou isolada. Além disso, causava um grande vazamento na parte que ficou conectada à locomotiva, o que não permitia elevar a pressão nos cilindros de freio dessa parte do trem para efetuar a frenagem. Nesse sistema o compressor de ar é mais solicitado quando se deseja realizar a frenagem

No momento da aplicação dos freios é necessário suprir grande quantidade de ar comprimido para movimentar todos os cilindros de freio do trem simultaneamente. Devido a esse

fato, somente era possível a utilização em trens curtos, pois o ar necessário à aplicação dos freios ficava armazenado somente na locomotiva, sendo a produção e o suprimento do ar comprimido condicionados pela capacidade do compressor e tamanho do reservatório.

### **2.3 Freio a ar automático.**

Um grande avanço foi o desenvolvimento, pelo mesmo Westinghouse, em 1872, do freio a ar automático, (Figura 2.1). Esse sistema aplica os freios no trem quando ocorre a quebra de um engate ou mangueira, ou ainda quando qualquer outro componente do sistema for avariado causando vazamento do ar comprimido. Atua independentemente da ação do maquinista, de forma automática e a prova de falha. Evidentemente, foi um grande passo a favor da segurança operacional. Outra vantagem nesse novo sistema é que o ar comprimido fica armazenado de forma distribuída ao longo do trem. Cada vagão ou carro tem seu próprio reservatório e leva armazenado o ar comprimido necessário para efetuar sua própria frenagem. Esse novo sistema permitiu a formação de trens longos.

No sistema automático a frenagem se processa pelo alívio da pressão no encanamento que alimenta os reservatórios, conhecido como encanamento geral. Essa redução de pressão é sentida por uma válvula de controle, que direciona o ar contido no reservatório ao seu respectivo cilindro de freio. Este, através da sua timoneria de freio, comprime as sapatas contra as rodas frenando o veículo. Neste caso o compressor é mais solicitado na partida do trem, quando é necessário encher todo o sistema, encanamento e reservatórios, para liberar os freios.

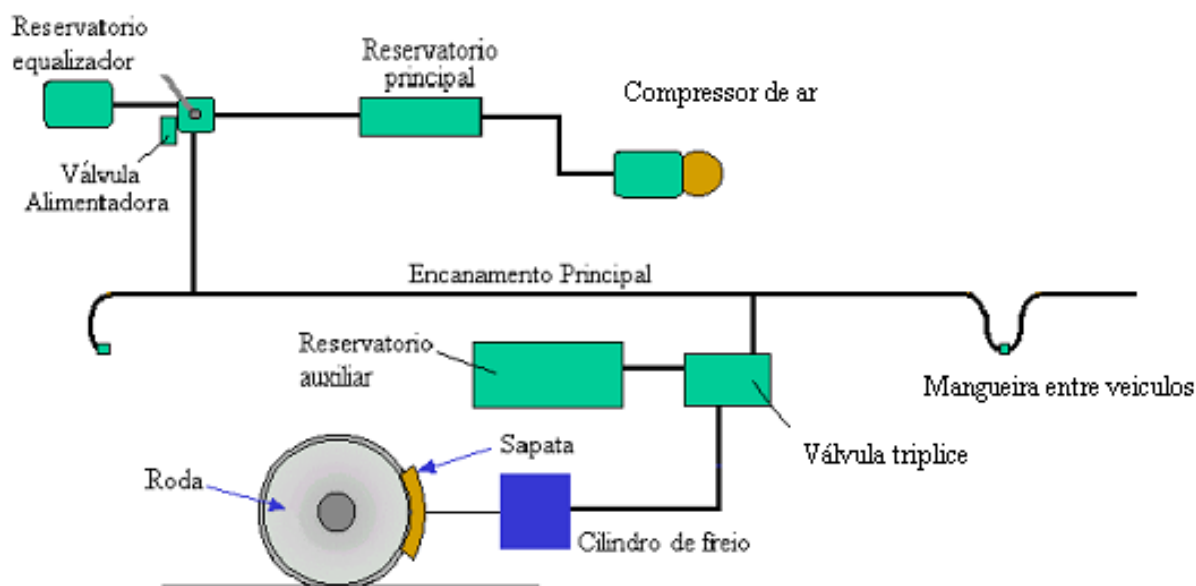
Essa válvula de controle, conhecida como válvula tríplice, que pelo próprio nome, tem três funções básicas:

- Carregamento: no início da operação, a válvula de controle direciona o ar vindo do encanamento geral para o carregamento do reservatório. O ar comprimido fica armazenado, disponível para o acionamento dos freios.
- Aplicação: quando se deseja acionar o freio, efetua-se uma redução da pressão no

encanamento geral, a válvula de controle sente a diminuição da pressão e atua direcionando o ar comprimido do reservatório para o cilindro de freio, produzindo a aplicação dos freios. Na ocorrência de um vazamento ou avaria no sistema, a válvula de controle também atua, efetuando aplicação dos freios automaticamente, sem interferência do maquinista, daí o nome de freio automático.

- Alívio: quando após uma aplicação para soltar o freio, eleva-se a pressão no encanamento geral, a válvula de controle sente o aumento da pressão e atua descarregando para a atmosfera o ar comprimido que estava contido no cilindro de freio, efetuando o alívio dos freios. Durante o alívio a válvula direciona o ar vindo do encanamento geral para recarregar o reservatório e permitir um novo ciclo de operação.

Mais tarde foi introduzida a função chamada de Recobrimento, onde, após uma aplicação, o freio continua atuando pela manutenção do ar comprimido no cilindro de freio. Essa função recobrimento é de grande utilidade no controle da velocidade do trem na descida de rampas longas e também na frenagem de parada.



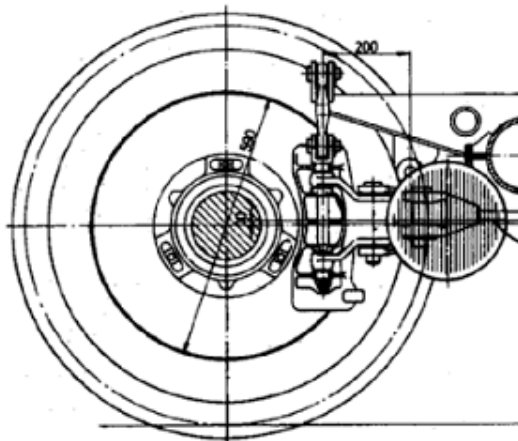
**Figura 2.1:** – Esquema simplificado do freio a ar automático.

## 2.4 Modos de aplicação do freio de atrito.

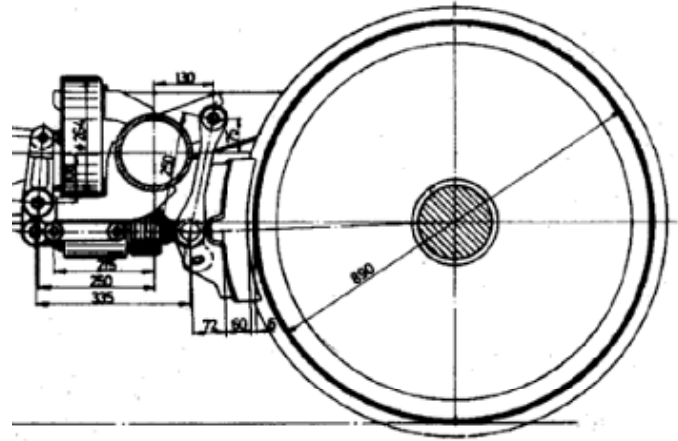
Quanto à forma de aplicação da força na frenagem por atrito existem basicamente três tipos:

- Freio atuando na superfície de rolamento das rodas, Figura 2.2 (b);
- Freio atuando em discos específicos de frenagem, Figura 2.2 (a);
- Freio atuando sobre o boleto dos trilhos.

Este último tipo, com atuação eletromagnética, será comentado mas não analisado neste trabalho.



(a) - Freio de Disco



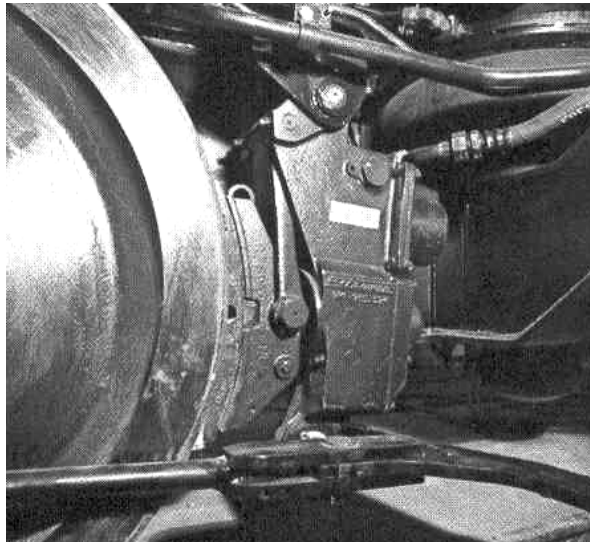
(b) - Freio de Sapata

**Figura 2.2:** – Freio de atrito tipo sapata e tipo disco.

### 2.4.1 Freio de atrito atuando na superfície de rolamento da roda.

É o tipo mais comum de freio de atrito ferroviário, sendo sua aplicação universal nos trens de carga. É também muito utilizado nos trens de passageiros e TUE (Trem Unidade Elétrico) de subúrbios. Consiste basicamente de sistema de acionamento pneumático, onde um cilindro pressiona as sapatas de freio contra as rodas do veículo ferroviário, através de um conjunto de alavancas, denominada timoneria de freio.

Nos veículos de carga um cilindro somente aciona todas as sapatas de freio do vagão. Nos veículos de passageiros, temos uma configuração mais variada, desde um cilindro por carro, um cilindro truque, um cilindro por lateral de truque atuando com alavancas de ação e reação, um cilindro por rodeiro (conjunto de um eixo com duas rodas) até um cilindro por roda. Mais modernamente generalizou-se o uso de Blocos de Freio (Figura 2.3) que é um conjunto compacto de cilindro alavanca, contra sapata e sapata, atuando individualmente em cada roda.



**Figura 2.3:** - Bloco de freio.

#### **2.4.2 Freio de atrito atuando em discos específicos de frenagem.**

De emprego comercial mais recente, o freio a disco (Figura 2.4) vem tomando lugar dos freios tipo sapata-roda, sendo padrão nos trens tipo METRÔ e praticamente se tornou padrão para a aquisição de novos TUE, sendo o sistema ofertado pelos fabricantes em todas as propostas.

Os discos de freio são construídos em diversas configurações e materiais, de acordo com o tipo de solicitação e interferência com outros componentes presentes nos veículos, tais como motores de tração. São instalados nos eixos, internamente ou externamente as rodas ou ainda na própria alma da roda.



**Figura 2.4:** – Freio de atrito tipo disco.

## **2.5 Outros tipos de freios ferroviários complementares de uso corrente.**

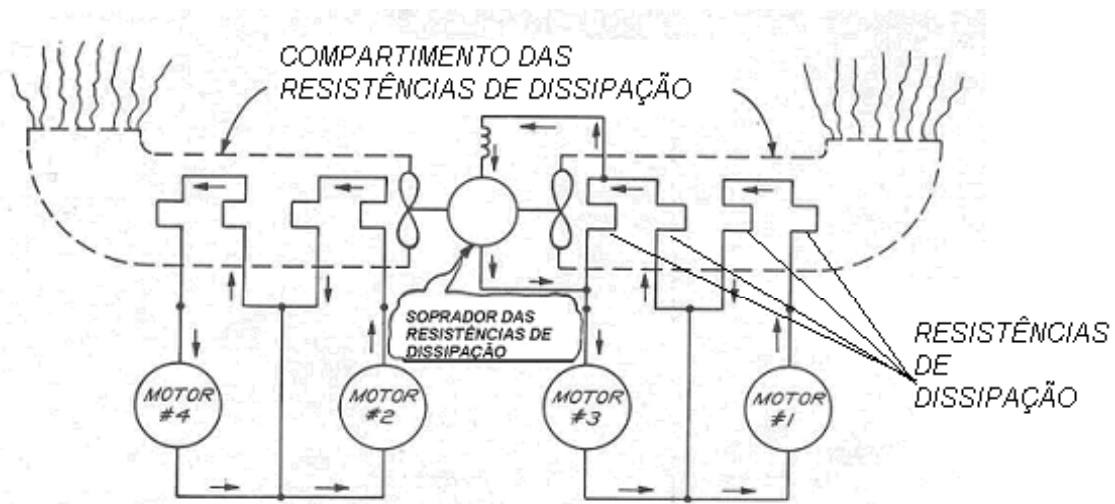
Diversos outros tipos de freios são de uso corrente no sistema ferroviário. Os principais são descritos a seguir.

### **2.5.1 Freio elétrico com motores de tração.**

Na tração efetuada através de motores de tração elétricos de CC, pode-se utilizar as características da máquina elétrica para se efetuar a frenagem. De um modo geral, o motor de tração ferroviário é construído na configuração de enrolamento da armadura em série com o enrolamento das bobinas do campo. Através da excitação em separado do enrolamento do campo, essa máquina elétrica pode passar da configuração de motor à de gerador. Nessa nova configuração, estando o veículo em movimento, propiciará a frenagem da composição ou controle de velocidade, devido ao torque resistente provocado pela geração de energia elétrica na armadura do motor de tração.

A energia gerada pode ser dissipada, sob a forma de calor, pela circulação da corrente elétrica através de resistências elétricas especiais. Esse tipo de frenagem leva o nome de frenagem dinâmica reostática e pode ser empregado tanto em composições elétricas como diesel-

elétricas. Um esquema simplificado pode ser visto na figura 2.5.



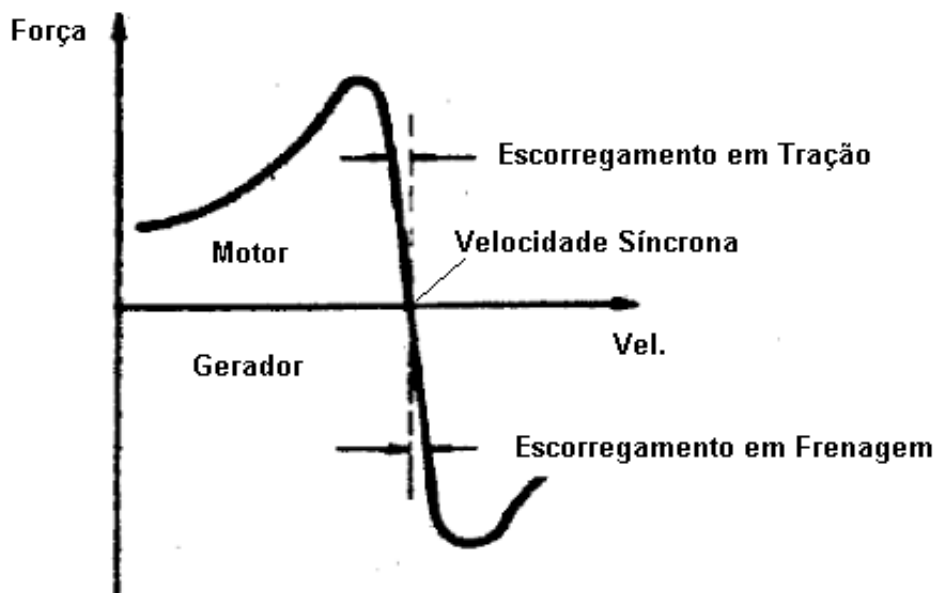
**Figura 2.5:** – Esquema do freio dinâmico reostático.

A intensidade da frenagem é graduada através do controle da tensão de excitação das bobinas de campo dos motores de tração. Esse sistema, embora de grande eficiência, não é suficiente para parar o trem, pois o torque resistente é proporcional à corrente elétrica gerada, que é proporcional à rotação da armadura, diminuindo a sua intensidade com a diminuição da velocidade do trem. É largamente utilizado para controlar a velocidade do trem na descida de rampas longas.

Na tração efetuada por motores de tração de corrente alternada, geralmente utilizando motores de tração do tipo assíncrono, essa geração de energia ocorre de forma diversa. A geração se dá de forma automática e auto-regulável com velocidade. Devido à característica do motor assíncrono, tipo "gaiola de esquilo", a sua rotação nominal de equilíbrio é função da frequência com que ele é alimentado, sendo o torque motor função do escorregamento, ou seja, da diferença entre a rotação de regime para aquela frequência de alimentação e a rotação em que ele está efetivamente girando.

No caso do motor de tração estar girando a uma rotação maior que a de equilíbrio ocorre o chamado escorregamento negativo, ou escorregamento em frenagem, e o seu comportamento

elétrico passa automaticamente da condição de motor para a de gerador, buscando novamente alcançar a rotação de equilíbrio, que é função da frequência de alimentação. Na descida de uma rampa, quando a sua rotação excede a rotação de regime para aquela frequência, se estabelece o escorregamento em frenagem e o motor passa a funcionar como gerador, frenando tanto mais intensamente quanto maior for a diferença entre as rotações, propiciando o torque resistente controlando a velocidade do trem. A Figura 2.6, mostra a curva característica desse tipo de motor, nela podemos observar a relação entre a força de tração (ou torque) e a velocidade do veículo (ou rotação do motor), para a velocidade síncrona (desejada).



**Figura 2.6:** – Curva característica de frenagem do motor assíncrono.

No caso de tração elétrica pura, a energia gerada pela frenagem pode ser devolvida a rede aérea para ser aproveitada na tração de um outro trem que estiver, por exemplo, subindo uma rampa ou demarrando (partindo). Daí o nome frenagem regenerativa ou recuperativa.

Este tipo de freio é, sem dúvida, mais interessante economicamente que o reostático, pois diminui o consumo de energia comprada pela operadora. Porém requer um sincronismo na circulação dos trens, o que quase sempre é difícil: se não houver uma carga elétrica solicitando, essa energia não será utilizada e não se processará a frenagem.



Algumas subestações alimentadoras são dotadas de bancadas de resistências para dissipar essa energia gerada, em caso de ausência de outro trem no trecho. Isso reduz o sistema regenerativo para reostático, somente com a diferença que o banco de resistências para dissipação não fica mais na locomotiva ou no trem, mas na subestação.

#### **2.5.1.1 Limitações da utilização do freio elétrico dinâmico.**

De acordo com a literatura, mais especificamente no livro "Engineering and Design of Railway Brake System", (Air Brake Association-ABA, 1975), a força de retardamento máxima do freio dinâmico (ou regenerativo) de um grupo de locomotivas em comando múltiplo não deve exceder 113 000 kgf, para evitar a concentração de forças na cabeceira do trem, o que poderia causar o descarrilamento dos primeiros vagões do trem devido ao efeito de compressão a que seus engates estariam submetidos (efeito canivete). A mesma fonte cita que não mais de 24 eixos motores podem ser utilizados na frenagem dinâmica, seis locomotivas de quatro eixos motorizados, ou quatro locomotivas de seis eixos motorizados. Cita também que o uso do freio dinâmico no seu valor máximo pode ocasionar o deslizamento das rodas sobre o trilho, criando condições para o aparecimento de defeitos ("flats").

No Brasil, contrariando essa instrução, é prática corrente a utilização de seis locomotivas tipo C, com seis motores de tração cada, trabalhando em comando múltiplo, totalizando 36 eixos motorizados, tanto em tração como em frenagem dinâmica.

Deve-se ter em mente que a frenagem elétrica é importante para o controle da composição, mas que é somente um freio auxiliar. O freio a ar comprimido é o freio principal, devendo ser capaz de sozinho controlar e parar totalmente o trem. É também o freio de emergência, concebido sob o conceito "a prova de falhas" ("fail safe").

A frenagem elétrica, além de auxiliar em muito o controle do trem, é interessante economicamente pois a geração do ar comprimido consome energia: como a aplicação dos freios é feita retirando-se ar do encanamento geral, sendo este jogado para a atmosfera. Portanto, para cada aplicação de freio pneumático há um custo associado devido ao gasto do ar comprimido,

além do consumo de sapatas e sapatilhas.

Com a frenagem elétrica regenerativa pode haver redução na energia adquirida pela operadora. Mesmo que não ocorra regeneração, a frenagem reostática já permitirá a redução das despesas pela redução da produção de ar comprimido, despesas de manutenção no equipamento pneumático como um todo e pelo menor consumo dos materiais de atrito.

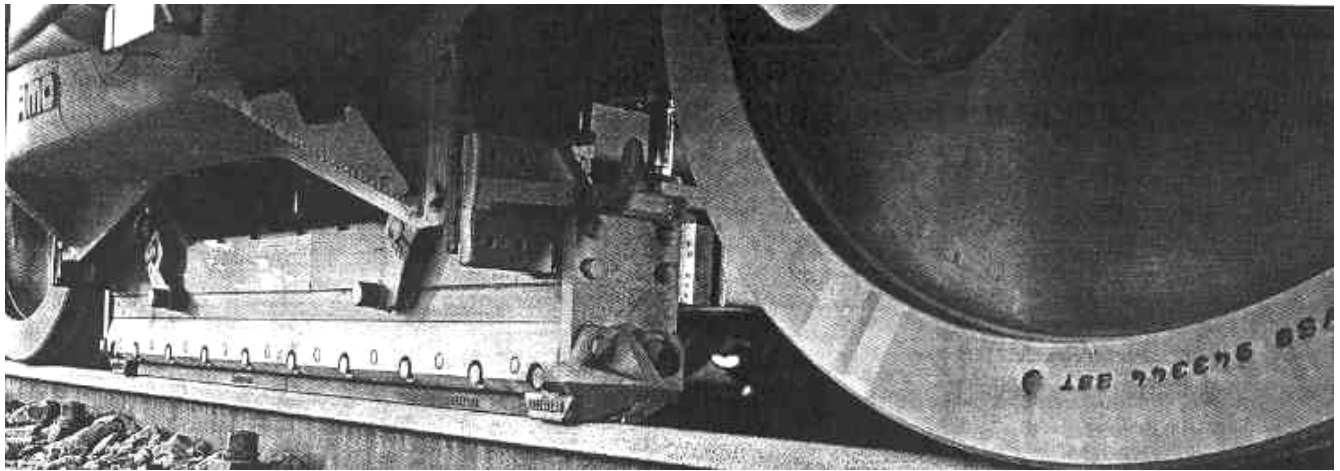
Essa diminuição na manutenção de componentes, como compressores, válvulas, manipuladores e torneiras, que são itens caros e de manutenção especializada, influi diretamente na economia dos itens de consumo sistemático, como kits de reparação (conjuntos de peças de troca padronizada) e sapatas ou sapatilhas. Como consequência, influi na quantidade de mão de obra necessária para as reparações e substituições.

Junto com a redução na manutenção ocorre a melhora dos índices de exploração do material rodante, pela menor imobilização total, devido ao aumento do intervalo de tempo entre as paradas programadas de manutenção e pela menor duração dessas paradas. Contribui também para diminuir o número de falhas no trecho, cujas ocorrências são sempre prejudiciais a circulação. Também reduz sensivelmente a carga térmica a que as rodas da composição são submetidas.

### **2.5.2 Freio eletromagnético de trilho.**

É também um freio de atrito: uma sapata plana de material de atrito é fixada na parte inferior da sapata polar de um eletroímã móvel. O eletroímã móvel está instalado na parte inferior do truque do veículo ferroviário, entre os rodeiros, conforme a Figura 2.7. Esse eletroímã, quando acionado pela passagem da corrente elétrica, é atraído contra o boleto do trilho comprimindo a sapata plana interposta entre o trilho e o eletroímã.

Como esse tipo de frenagem ocorre pelo atrito da sapata diretamente sobre o trilho, não deve ser acionado em locais de cruzamento de vias férreas ou sobre aparelhos de mudança de via.

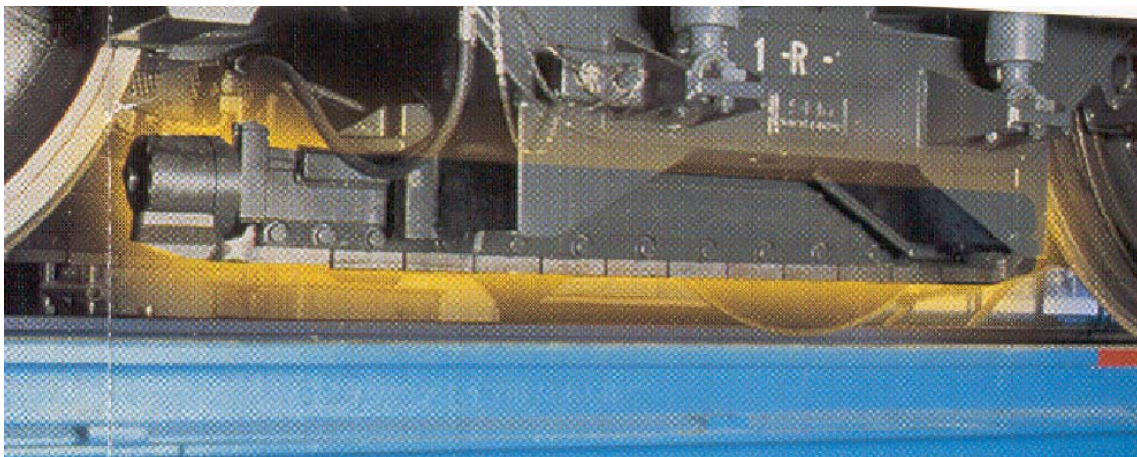


**Figura 2.7:** – Freio eletromagnético de trilho.

A compressão da sapata contra o trilho poderia ser feita por meio de cilindro pneumático. Essa forma de atuação pneumática não é mais utilizada por ter a desvantagem de diminuir um pouco o peso aderente da roda. A diminuição da carga por roda pode aumentar a possibilidade de deslizamento da roda sobre o trilho, quando aplicado juntamente com o freio principal de atrito, podendo ocasionar a ocorrência de defeitos ("flats") na superfície de rolamento das rodas.

No nosso país esse tipo de freio encontra aplicação nos veículos do Pré-Metrô do Rio de Janeiro, do antigo VLT (veículo leve sobre trilhos) de Campinas, nos trens Espanhóis da CPTM (Companhia Paulista de Trens Metropolitanos) e nas automotrizes da Estrada de Ferro Campos do Jordão, que trafegam no trecho da serra, sendo empregados somente como freios de emergência. O sua energização é feita pelo suprimento de corrente elétrica também através de baterias, o que garante a sua operação mesmo no caso de interrupção do suprimento de energia da rede aérea, garantindo a operação de emergência.

Existe uma versão desse freio (Figura 2.8) com ímã permanente, utilizado somente para serviço leve e como freio de estacionamento.



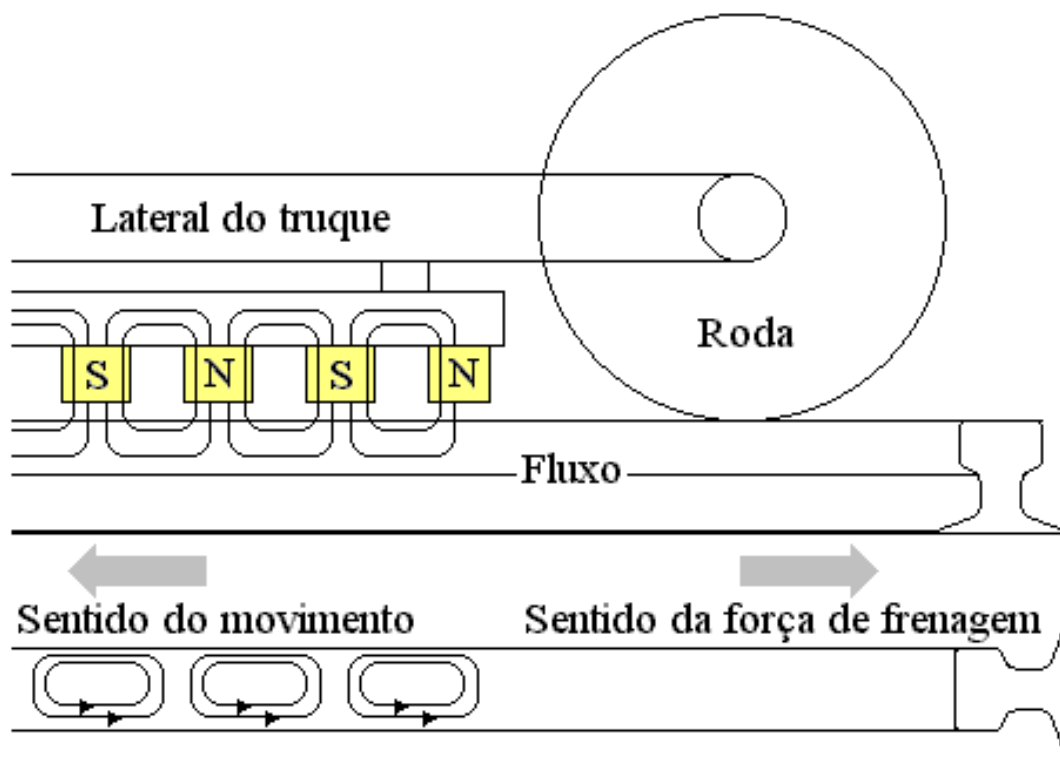
**Figura 2.8:** – Freio magnético de trilho tipo ímã permanente.

### **2.5.3 Freio por corrente de Foucault.**

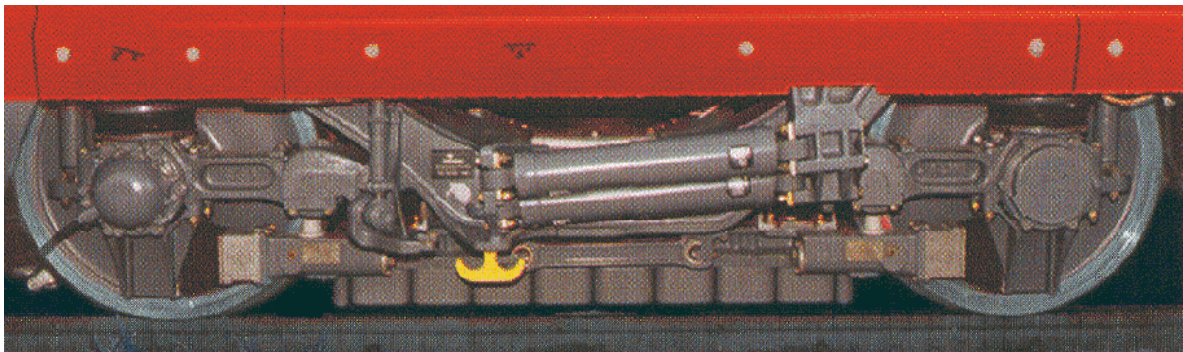
O freio por corrente de Foucault consiste de uma sapata polar, localizada na parte inferior do truque do veículo ferroviário, entre os rodeiros, como no freio eletromagnético de trilho. Sua atuação se processa pela indução de corrente elétrica de Foucault, dita corrente parasita, no boleto do trilho. A frenagem se processa sem contato mecânico, permanecendo a sapata polar distanciada cerca de 6 a 12 mm do boleto do trilho, devido a baixa permeabilidade magnética do ar.

Quando a corrente elétrica circula nas bobinas da sapata polar do freio de Foucault, estando a sapata em movimento sobre o trilho, é induzida uma corrente elétrica no boleto do trilho, que provoca sobre a sapata polar uma força magnética no sentido oposto ao do deslocamento do veículo, causando a força de retardamento e frenando o mesmo. Essa força é proporcional somente à corrente elétrica que circula nas bobinas da sapata polar do freio de Foucault.

O esquema deste tipo de freio é mostrado simplifiadamente na Figura 2.9. Nesta figura podemos ver a disposição das bobinas indutoras e as linhas do campo induzido no boleto do trilho. O sentido da força de frenagem é contrário ao do movimento do trem.



**Figura 2.9:** - Esquema do princípio de funcionamento do freio por corrente de Foucault



**Figura 2.10:** – Freio por corrente de Foucault.

A figura 2.10 mostra a vista lateral do truque com o freio instalado solidariamente às caixas dos mancais das rodas, garantindo o distanciamento do boleto do trilho. A figura 2.11 mostra a vista inferior do truque de um trem de alta velocidade com a localização das bobinas de indução de corrente parasita. Nela podemos observar a presença de três discos de freio em cada rodeiro.



**Figura 2.11:** – Freio por corrente de Foucault, vista inferior.

Esse freio tem aplicação nos trens de alta velocidade, como o Inter City Express das Ferrovias Alemãs. Apesar da vantagem de proceder a frenagem sem contato mecânico, tem a desvantagem de elevar muito a temperatura dos trilhos devido à alta corrente elétrica necessária para a frenagem, cerca de 400 A.

## **2.6 Características dos pares de atrito.**

O tipo de freio analisado neste trabalho será o de atrito, seja entre o par de atrito sapata-rodas ou disco-sapatilha. A fim de embasar os estudos posteriores são apresentadas, a seguir, algumas características sobre os componentes desses pares de atrito.

### **2.6.1 Material de atrito.**

Atualmente são utilizados somente materiais de atrito do tipo sintético para a confecção das sapatas e sapatilhas utilizadas nas ferrovias nacionais. De um modo geral, os materiais de atrito do tipo metálico estão em desuso em toda a América, tendo somente utilização comercial em

alguns países da Europa, África e Ásia.

O material de atrito do tipo sintético é conhecido como Compósito, ou seja, a mistura ou a combinação de dois ou mais materiais, insolúveis entre si, que possuem propriedades superiores em relação aos constituintes individuais empregados. O material resultante é mais comumente denominado de fenólico devido ao tipo de resina aglutinante utilizada.

O material de atrito de base orgânica fenólica é basicamente formado por três grupos de matérias-primas: fibras, resinas e aditivos, cada um deles com as seguintes funções na elaboração do Compósito:

- Fibras: têm a função de suporte. Devido a sua grande resistência a altas temperaturas, à corrosão e a ataques ácidos, a fibra mais comum foi o amianto. O tipo mais usado foi a crisotila (amianto branco), devido a sua grande abundância, correspondendo a 95% da produção mundial em anos anteriores. Os materiais de atrito com amianto em sua composição estão proibidos no país desde março de 2002, por questões ambientais e de saúde pública, utilizando-se fibras alternativas como a Aramida (Nylon), conhecida comercialmente como TWARON ou KEVLAR, e fibras de carbono como o Panox, que se adaptam às exigências das severas condições de frenagem dos trens atuais.
- Resinas: é o material aglutinante. Normalmente são utilizadas resinas termofixas fenólicas puras ou modificadas, devido à boa estabilidade e resistência a temperaturas elevadas.
- Aditivos: podem ter várias finalidades, podendo ser antioxidantes, dissipadores de calor, agentes modificadores de atrito, lubrificantes (bissulfeto de molibdênio e grafite), redutores de ruído, estabilizantes do coeficiente de atrito em presença de água e outras mais. São usados também aditivos com a finalidade de baratear o material de atrito, como por exemplo, sílica, antimônio, zinco, barita, negro de fumo, borracha, caulim, etc.

Os principais materiais de atrito são apresentados nas seguintes configurações: moldados, trançados, estrudados e enrolados.



- Moldados: composto de fibras de materiais soltos, resina e aditivos. A mistura é pré-prensada a frio e a seguir estampada à quente. O termo "moldado" não se refere, neste caso, ao processo de fabricação, mas ao tipo de estrutura do material, que é um aglomerado. O processo de fabricação é dito "por via úmida", quando a resina usada é líquida, e "por via seca", quando a resina é em pó.
- Trançados: composto de cordões ou tecidos de fibras, com ou sem alma metálica (latão ou zinco), impregnados de resina e aditivos. Este material é estampado a quente e/ou submetido a tratamento térmico.
- Estrudados: o processo de extrusão da mistura é feito entre rolos. A seguir, a peça é submetida a tratamento térmico. Podem ser fabricados com ou sem inserção de tela metálica.
- Enrolados: composto de cordões de fibras, com ou sem alma metálica, impregnada de ligantes mais aditivos, e depois enrolados em forma de anéis. Os anéis são estampados a quente.

O coeficiente de atrito é o fator mais importante num material de atrito. Seu valor deve manter-se praticamente constante, para uma determinada faixa de temperatura. Deve-se salientar que a qualidade de um material de atrito não se refere necessariamente a alto coeficiente de atrito, mas sim a sua estabilidade em função da temperatura, velocidade, pressão específica e outros fatores externos.

As características mais importantes que envolvem um material de atrito são: "fade" (vitrificação), recuperação, resistência mecânica, estabilidade dimensional e durabilidade.

- "Fade": O material de atrito quando submetido a trabalho em temperaturas elevadas, até 350 °C., por exemplo, apresenta redução no seu coeficiente de atrito. A este fato chamamos de "Fade", que pode ser interpretado como a vitrificação da superfície do material de atrito. Esta perda de coeficiente de atrito, entretanto, deve-se manter dentro de limites toleráveis,



de modo que o conjunto seja ainda eficiente na frenagem.

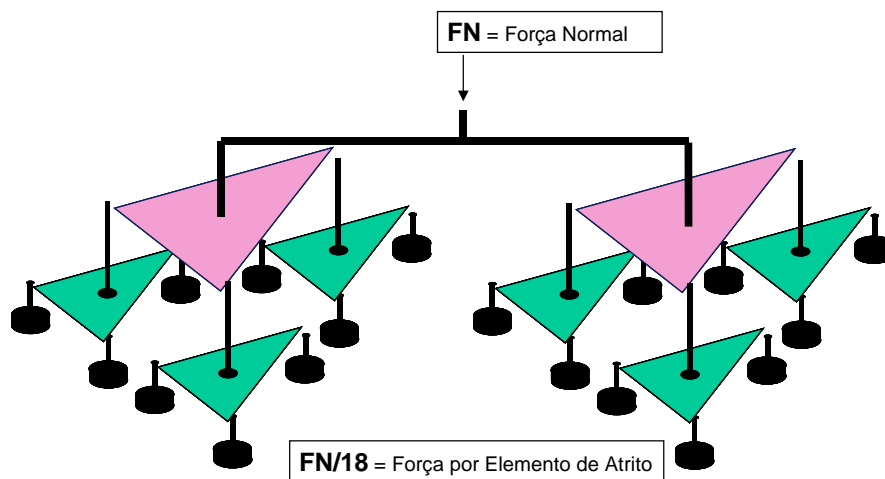
- **Recuperação:** Após um ensaio de "Fade", com o resfriamento do material de atrito à temperatura ambiente e a remoção da camada superficial vitrificada por desgaste, devem ser encontrados valores para o coeficiente de atrito similares àqueles obtidos antes do ensaio de "fade". Esta característica é denominada recuperação: quanto melhor a recuperação, mais adequado é o material para ser utilizado em freios.
- **Resistência mecânica:** os materiais de atrito devem possuir resistência mecânica suficiente para suportar os esforços inerentes à aplicação a que se destinam. Entre os esforços mecânicos, salientamos a compressão (ação entre as superfícies de atrito) e o cisalhamento resultante das forças tangenciais, em virtude do movimento relativo.
- **Estabilidade dimensional:** todo material de atrito aquecido e resfriado deve manter sua forma e dimensões inalteradas.
- **Durabilidade:** a vida útil do material de atrito é um fator importante e depende da qualidade do tipo selecionado e de sua aplicação. O fator isolado que condiciona a durabilidade dos materiais de atrito é a temperatura. Os materiais de atrito são aglutinados por resinas orgânicas, impondo limitações à sua temperatura de utilização e, caso os freios sejam operados constantemente em temperaturas elevadas, o desgaste dos materiais de atrito é acelerado. A durabilidade também é afetada pela geometria da sapatilha, pelo material e pelo acabamento da superfície de atrito. O desgaste do material de atrito é necessário para assegurar a renovação da superfície de atrito; caso contrário, chegaríamos a extremos como o espelhamento sem recuperação. Por outro lado, esta renovação deve ser mínima para não comprometer a durabilidade.

Novos materiais de atrito estão sendo desenvolvidos para trens de alta velocidade (acima de 250 km/h), em material metálico sinterizado. São confeccionados sob a forma de pequenas pastilhas hexagonais ou circulares, fixadas sobre uma base metálica em configuração oscilante, aplicadas em sapatilhas especiais, também oscilantes, conhecidas comercialmente como

Sapatilhas Isobáricas (Figura 2.12). São construídas nessa configuração oscilante para melhor distribuição da Força Normal e acomodação com a superfície atritada, (Figura 2.13) diminuindo sensivelmente a produção de pontos quentes decorrentes da instabilidade termoelástica, explicada mais à frente. Essa configuração contribui para o resfriamento da sapatilha devido a passagem do ar arrastado pelo disco de freio através do espaço existente entre cada pastilha. Essas sapatilhas foram desenvolvidas para viabilizar o uso de discos de freio de aço sólidos em trens de alta velocidade. Como será visto mais à frente, um disco ventilado consome cerca de 6 HP a 250 km/h.



**Figura 2.12:** – Sapatilha Isobárica, em material sinterizado.



**Figura 2.13:** – Distribuição da Força Normal na Sapatilha Isobárica.

## **2.6.2 Material de confecção de rodas e discos de freio.**

As rodas têm a função primária de suportar o peso bruto e guiar o veículo ferroviário sobre os trilhos. No caso de ser um veículo motor a roda também é responsável pela transmissão da força de tração ao trilho. Além das solicitações devido ao peso do veículo, à força de tração, ao impacto causado pelas imperfeições da via férrea e presença dos aparelhos de mudança de via, as rodas devem suportar também os altos esforços e elevadas temperaturas originadas pela frenagem, devendo ainda ser duráveis. Os discos de freio devem ser capazes de suportar os altos esforços transmitidos durante a frenagem e serem resistentes às elevadas temperaturas atingidas. Ambos possuem características especiais descritas a seguir.

### **2.6.2.1 Características das rodas.**

As rodas de uso corrente no país são de dois tipos, as forjadas com laminação posterior e as fundidas em molde de grafite. As rodas forjadas são normalizadas e classificadas pela Norma AAR-M-107 (1984), e as fundidas pela AAR-M-208 (1985).

A roda forjada e laminada é fabricada a partir de uma porção retirada de um lingote de aço fundido, submetida a operações sucessivas de forjamento para adquirir forma e dimensões próximas do produto final, inclusive com o furo. Em seguida vai para uma laminadora rotativa, onde as partes correspondentes ao aro, pista de rolamento e friso são laminados, adquirindo sua forma final não acabada. Após essa operação é dada a forma cônica ao disco da roda, por prensagem, e efetuado o tratamento térmico. Após esse processo a roda está pronta para a usinagem final de acabamento.

Outro tipo de roda é a fundida em molde de grafite. O molde é preenchido com o metal líquido sob pressão. Nesse tipo de fabricação, a roda sai praticamente acabada do molde restando somente as operações de remoção dos massalotes e abertura do furo para o eixo. Essas operações são realizadas com maçarico de corte oxiacetilênico. A operação de usinagem é feita somente no furo para o eixo e faces do cubo.

As rodas do primeiro tipo têm aplicação universal nos veículos ferroviários, de carga e passageiros, de subúrbios e metroviários, enquanto que o segundo tipo de roda é de aplicação restrita a locomotivas e vagões para carga.

Outros tipos de rodas não têm mais uso no país. As de ferro fundido coquilhadas tiveram sua utilização proibida pela RFFSA (Rede Ferroviária Federal S.A.) em seus veículos, inclusive vetando a entrada em suas linhas, de vagões em intercâmbio de outras empresas ferroviárias, com esse tipo de roda. As rodas com aro postigo, que no passado foram muito utilizadas, têm muito pouco uso, estando reduzidas a aplicações especiais como locomotivas de cremalheira, algumas locomotivas de manobra, locomotivas a vapor e algumas automotrizes na E. F. Campos de Jordão.

Os materiais utilizados na fabricação das rodas de aços fundidos ou rodas laminadas são os mesmos. Na normalização da AAR (Associação Americana de Ferrovias), as rodas são classificadas de acordo com a solicitação decorrente da utilização do veículo ferroviário.

Apresentam a seguinte classificação com a composição química correspondente:

**Tabela 2.1:** - Classificação das rodas ferroviárias segundo a utilização.

Classe da Roda	Tratamento Térmico	Utilização
U	NÃO	serviços gerais onde uma roda não tratada é suficiente
L	SIM	alta velocidade com condições de frenagem mais severas que as demais e baixa carga por roda
A	SIM	alta velocidade com condições de frenagem severas mas com condição moderada de carga por roda
B	SIM	alta velocidade com condições de frenagem severas e pesadas cargas por roda
C	SIM	condições leves de frenagem e alta carga por roda, frenagem severa mas fora da pista de rolamento

**Tabela 2.2:** - Composição química dos aços das rodas ferroviárias.

% em peso	Classe				
	U	L	A	B	C
% C	0,65 - 0,80	máx. 0,47	0,47 - 0,57	0,57 - 0,67	0,67 - 0,67
% Mn	0,60 a 0,85				
% P	no máximo 0,05				
% S	no máximo 0,05				
% Si	no mínimo 0,15				
% Fe	o restante				

**Tabela 2.3:** - Especificação para a dureza das rodas ferroviárias.

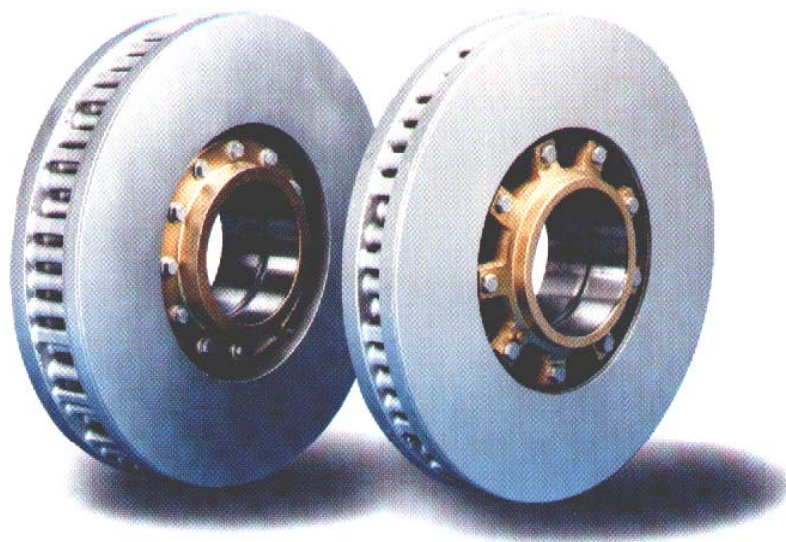
Classe	Dureza Mínima (HB)	Dureza Máxima (HB)
L	197	277
A	255	321
B	277	341
C	321	363

#### **2.6.2.2 Características dos discos de freio.**

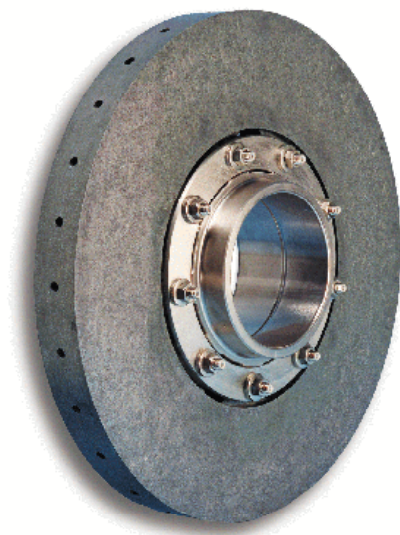
Os discos de freios devem suportar os altos esforços gerados durante o processo de frenagem e serem duráveis e resistentes as elevadas temperaturas atingidas. Para isso apresentam várias características construtivas, tanto de materiais quanto de modo de instalação. A escolha do tipo de disco é feita levando-se em conta parâmetros como velocidade, distâncias de frenagem (taxa de desaceleração), frequência de parada (capacidade de resfriamento entre ciclos) disponibilidade de espaço para instalação, ruído produzido, etc.

Os discos de freio podem ser dos tipos conhecidos como: ventilados ou sólidos. São denominados ventilados (figura 2.14) os discos confeccionados com aletas internas para resfriamento adicional por convecção forçada e são geralmente construídos em ferro fundido

cinzento ou nodular. Os discos denominados sólidos (figura 2.15) são de construção maciça, sem aletas internas, e geralmente fabricados com os seguintes materiais: aço, compostos cerâmicos (figura 2.15), fibra de carbono ou mais modernamente liga de alumínio (figura 2.16). Os discos sólidos suportam solicitações mais severas.



**Figura 2.14:** – Disco de freio tipo "ventilado", construção em ferro fundido.

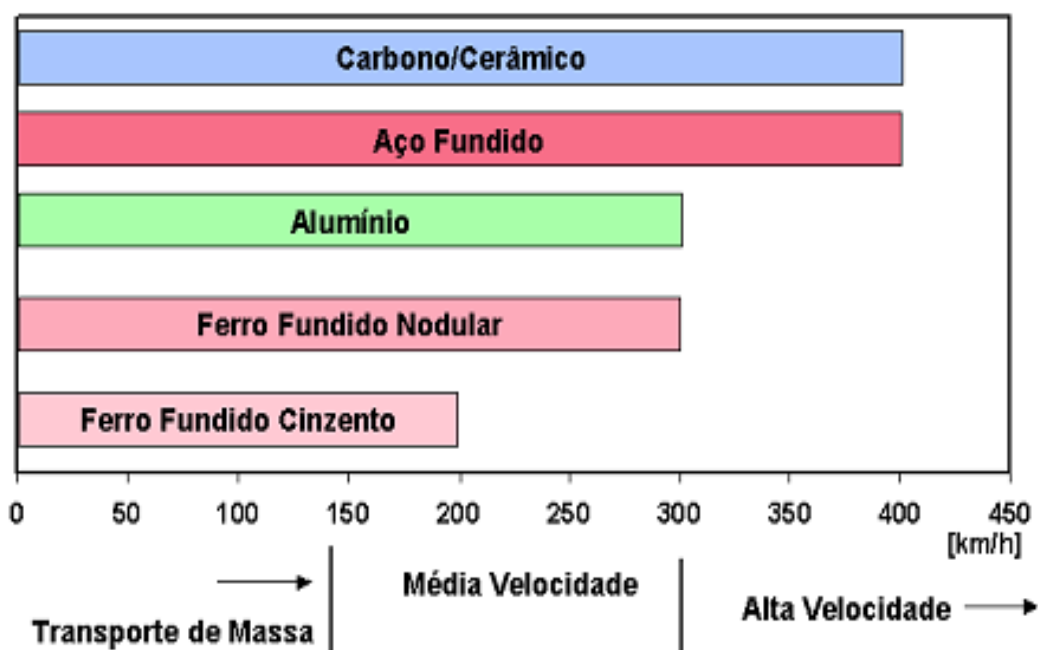


**Figura 2.15:** – Disco de freio tipo "sólido", construção em material cerâmico.



**Figura 2.16:** – Disco de freio tipo "montado na roda", construção em alumínio.

A figura 2.17 mostra alguns exemplos ilustrativos de materiais típicos utilizados na fabricação de discos de freio. Trata-se de exemplos relacionados a velocidade e demanda de tráfego em uso corrente.

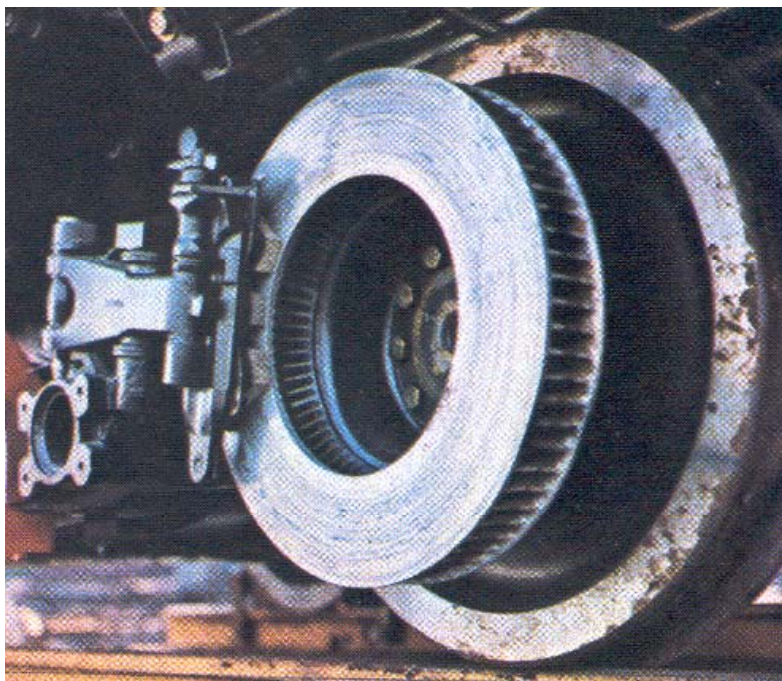


**Figura 2.17:** – Principais materiais empregados na confecção dos discos de freio e suas respectivas faixas de utilização.



Conforme pode ser visto os discos de ferro fundido cinzento têm maior aplicação no transporte metropolitano de massa, enquanto que os discos de alta tecnologia de materiais, como materiais cerâmicos e fibras de carbono foram desenvolvidos mais recentemente para os trens de alta velocidade. Os discos de alumínio e de ferro fundido nodular foram consequência da melhoria do projeto de discos para trens metropolitanos e de subúrbios, visando maiores velocidades e quando aplicados em transporte de massa resultaram em aumento significativo da durabilidade.

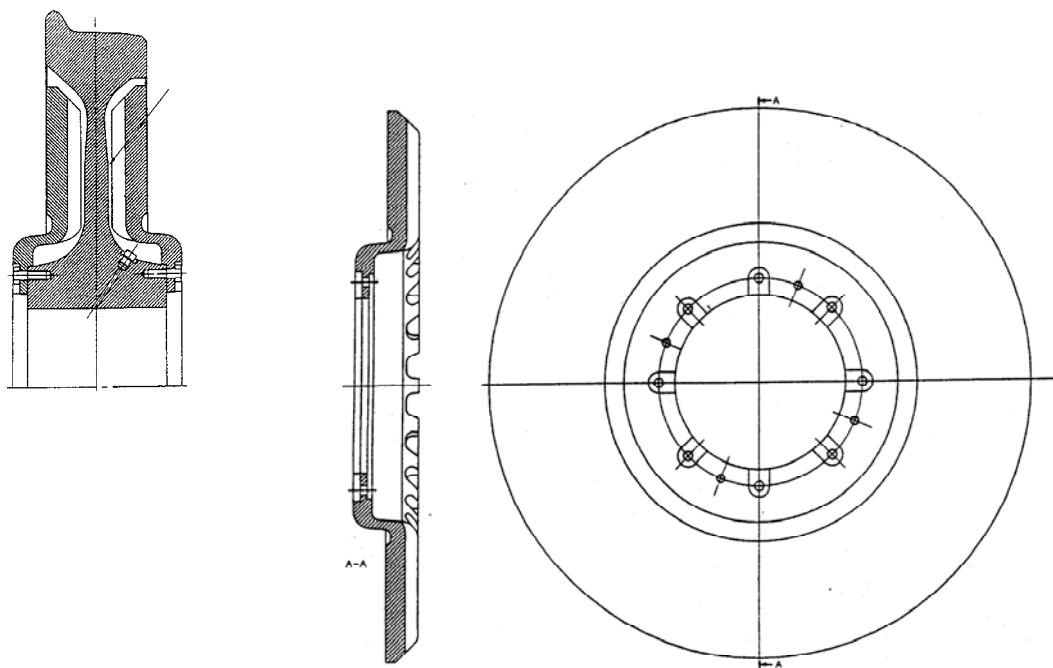
Nos veículos motores os discos de freio geralmente são instalados na ponta do eixo podendo levar um ou dois discos por rodeiro. O METRÔ de São Paulo utiliza essa configuração de instalação conforme pode-se observar na Figura 2.18.



**Figura 2.18:** - Disco de freio tipo "ventilado", instalado na ponta do eixo.

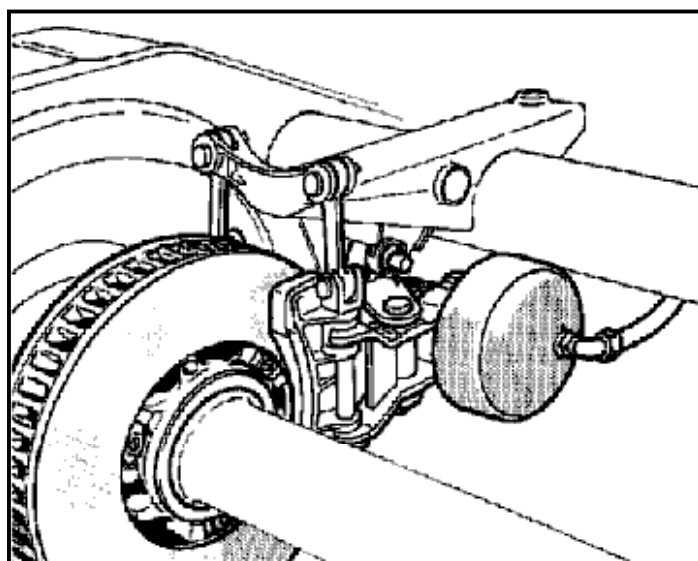
Uma configuração menos comum é a instalação do disco na alma da roda. A primeira série de trens com esse tipo de instalação veio com a chegada dos primeiros trens de subúrbio espanhóis para a CPTM (Companhia Paulista de Trens Metropolitanos), conforme a figura 2.19. Na figura 2.19 podemos observar as características construtivas e de montagem do disco na roda.





**Figura 2.19:** – Característica construtiva do disco de freio tipo "montado na roda".

Os discos de freio, quando utilizados nos veículos sem motorização, geralmente são instalados entre as rodas, conforme a figura 2.20.



**Figura 2.20:** - Disco tipo "ventilado", instalado entre rodas.

## **2.7 Conseqüências do aquecimento gerado durante a frenagem.**

Em 1960, começaram a ser largamente utilizadas as sapatas de composição não metálicas, de alto coeficiente de atrito. A sua principal vantagem é a de converter duas a três vezes mais energia cinética em calor do que a sapata de ferro fundido, em médias e altas velocidades, requerendo com isso a aplicação de menor força de frenagem para se obter a mesma distância de parada. Isso permitiu o reprojeto e simplificação dos sistemas de freio em uso, nos quais a timoneria de freio tipo "clasp" (duas sapatas por roda) foi substituída por uma timoneria do tipo simples, com uma sapata de freio por roda. Com essa substituição, foi aumentada a carga térmica a que as rodas de vagões até então estavam sujeitas, devido à menor condutividade térmica da sapata de freio de composição.

### **2.7.1 Conseqüências sobre as rodas**

Como conseqüência do processo de fabricação, as rodas apresentam tensões residuais de compressão circunferenciais na região do aro (WANDRISCO, 1960; SANTOS, 1992). Essas tensões residuais de compressão são desejadas e benéficas, inibindo a propagação de trincas que possam ocorrer superficialmente, pois as trincas somente se propagam se estiverem localizadas em regiões sob tensões de tração.

As frenagens severas que ocorrem durante a operação podem ocasionar a alteração das tensões residuais de compressão para tração (inversão de tensões). As trincas que eventualmente existam ou ocorram têm assim a condição necessária para se propagar, geralmente levando à quebra da roda, caso não sejam detectadas a tempo.

Os outros problemas principais relacionados ao aquecimento em rodas ferroviárias além das trincas são a escamação superficial ("thermal shelling") e a cavitação superficial ("spalling"). A escamação superficial é um fenômeno típico decorrente do contato de rolamento entre superfícies metálicas, como no contato roda trilho. Inicia-se com a formação de pequenas trincas em regiões abaixo da superfície de rolamento, onde a tensão de cisalhamento é máxima, e que se propagam por fadiga até a superfície de rolamento. Isto ocorre na região sub-superficial a

profundidade de aproximadamente 3 mm. O próprio movimento da roda sobre o trilho provoca o desprendimento de pequenas lâminas do material (escamas), formando pequenas crateras (WETENKAMP, 1992). Este fenômeno é provocado por altas cargas por roda e agravado pelo aquecimento produzido durante a frenagem.

O "spalling" surge devido à mudança da estrutura metalúrgica em regiões localizadas da superfície de rolamento após uma frenagem com travamento de rodas. Nessa situação de travamento, uma porção da superfície de rolamento é aquecida a temperatura elevada (acima de 700 °C.) e, quando o veículo para, permanece em contato com o trilho frio. Isso permite que haja um rápido resfriamento causando a formação de estruturas metalúrgicas diferentes das que originariamente formam a roda. A estrutura metalúrgica passa de perlita fina para bainita ou martensita. Como são estruturas diferentes em contato, propiciam surgimento de trincas na interface entre elas, que se propagam rapidamente. O próprio movimento se encarrega de retirar a estrutura diferente do meio original. As crateras causadas por este tipo de dano são maiores do que as causadas por escamação e são localizadas, enquanto que na escamação são uniformemente distribuídas ao longo da superfície de rolamento.

Outra causa concorrente para o superaquecimento de rodas, ocasionando os problemas acima descritos, é devido à falhas na manutenção dos sistemas de freio. Dentre elas podemos citar a sobrecarga de frenagem em alguns vagões como consequência de freios inoperantes em outros vagões da composição; grande dispersão no valor da força de frenagem por roda, devido a problemas na timoneria de freio dos veículos; falhas na parte de alívio do sistema pneumático, que pode causar o travamento de rodas ou queima de sapatas, levando até ao extremo que é o sulcamento da superfície de rolamento das rodas com arraste de material.

Em medições efetuadas com sapata dinamométrica no campo, em um trem de minério de uso corrente (RODRIGUES, RODRIGUES & ROZA, 1991), foram encontrados os seguintes valores:

- força média por roda = 13,57 [kN]
- força máxima por roda = 22,70 [kN]
- força mínima por roda = 9,26 [kN]

Os valores mostram que a força máxima encontrada foi 67,20 % acima da força média e a força mínima 31,76% abaixo da média, o que claramente mostra a sobrecarga sobre algumas rodas.

Embora a frenagem de uma composição ferroviária possa ocorrer de forma adequada como um todo, alguns pares de atrito podem estar sendo mais solicitados. Isso pode ocorrer porque a sapata é submetida a uma maior força normal ou a sapata tem maior coeficiente de atrito. Como consequência, alguns pares de atrito podem ser responsáveis por uma maior contribuição na força de retardamento total do trem durante a frenagem, e submetidos a maior aquecimento. A manutenção dos sistemas de freio e o controle da lotação são as principais ações que devem ser tomadas pelas empresas ferroviárias de carga.

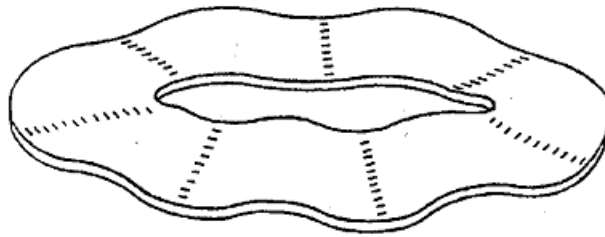
SANTOS (1997) mostrou o comportamento de diversos materiais de atrito e a grande diferença de desempenho entre os tipos de materiais utilizados. Conforme trabalhos sobre o assunto (SANTOS, 1996; SANTOS & RODRIGUES, 1997), foi constatado que somente 80% do calor gerado é absorvido pela roda, sendo o resto imediatamente transferido para o meio ambiente e sapatas.

### **2.7.2 Consequências sobre os discos de freio.**

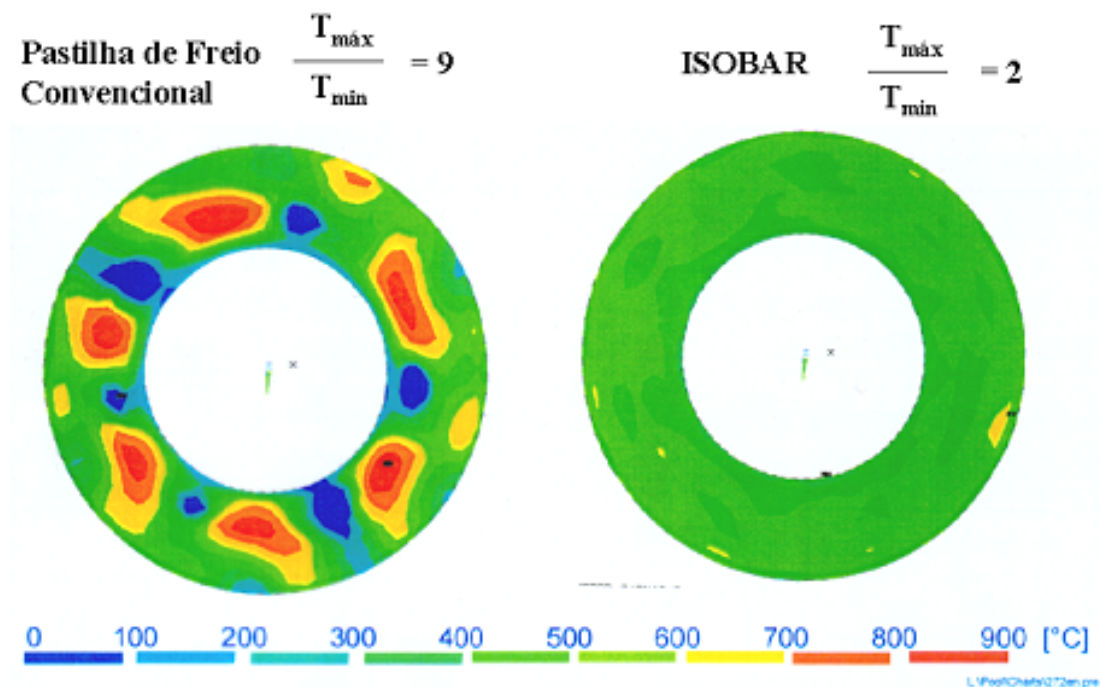
A consequência do aquecimento causado pela frenagem nos discos é a ocorrência de distorções de forma ondulada, causadas pelas tensões térmicas não compensadas provocadas pela dilatação do material do disco (HARSTOCK & FASH, 2000) conforme a figura 2.21. Essas ondulações produzem regiões mais elevadas nas faces laterais de atrito do disco, como um "pico", aumentando localmente a pressão específica de contato entre sapatilha-disco, e concentrando a geração e condução de calor nessa região do "pico", levando ao incremento da temperatura localizada, dando origem aos denominados "pontos quentes". Vale observar que, no caso do disco sólido, ocorre simetricamente ao "pico" um "vale" na face oposta, agravando o fenômeno. Essas diferenças de temperaturas e dilatações podem levar ao aparecimento de trincas térmicas, que podem progredir levando à falha total do disco. No caso abordado, ilustrado na figura 2.22 fornecida pela KNORR (2002), podemos observar a diferença de até nove vezes para

o valor da temperatura em regiões localizadas do disco.

Na figura 2.22 podemos visualizar a ocorrência dos pontos quentes e a sua diminuição pela utilização de sapatilhas de freio do tipo isobárica, com as quais a oscilação das partes componentes da sapatilha permitem a melhor acomodação sobre a superfície ondulada, diminuindo a ocorrência de locais onde a pressão específica de contato seja excessiva.



**Figura 2.21:** - Modelo da deformação causada pela alta temperatura no disco de freio.



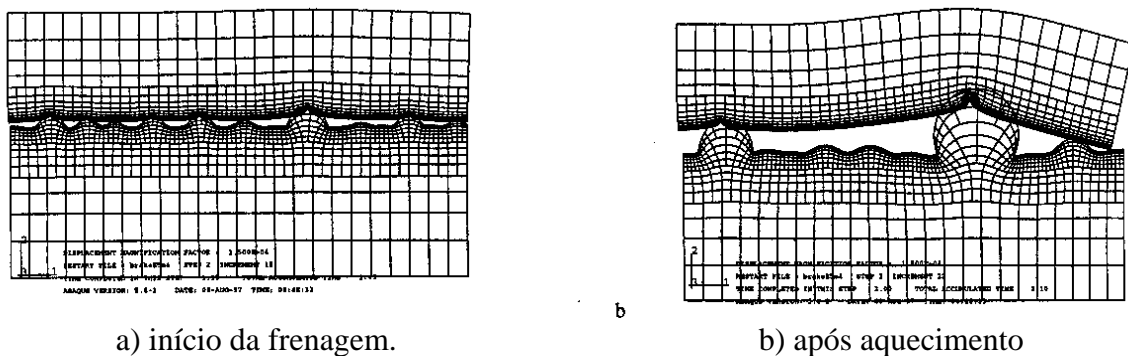
**Figura 2.22:** - Distribuição das temperaturas no disco de freio, com sapatilhas comum e isobárica.

### 2.7.3 Nos materiais de atrito.

As sapatas recebem entre 3% e 5% do calor gerado, dependendo do tipo de material. A própria temperatura da interface de contato entre a sapata e a roda influencia o comportamento desses materiais, fazendo com que o coeficiente de atrito possa atingir valores até duas vezes o inicial, a aproximadamente 160 °C, podendo também ser reduzido à metade do valor inicial, a cerca de 400 °C (SANTOS, 1997).

#### 2.7.3.1 Instabilidade Termoelástica.

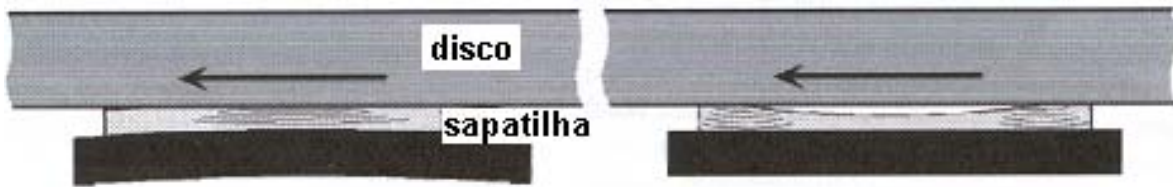
Barbear demonstrou, em 1969, que o aparecimento de pontos quentes nas sapatas de freios ferroviários era devido à ausência de um perfeito contato entre as superfícies de atrito. Isso levava à concentração da pressão nesses pontos, concentrando a geração do calor por atrito nessas regiões e à conseqüente dilatação localizada. Durante o trabalho esses pontos quentes se desgastavam e o contato se deslocava para outra região de pontos altos, repetindo o mecanismo de pressão de contato alta, aquecimento, dilatação e desgaste (figura 2.23).



**Figura 2.23:** - Modelo da evolução do contato entre superfícies com pontos altos.

Eriksson e colaboradores (2001) estudaram esse fenômeno e abordaram também a deformação da sapatilha e sua guarnição, dando origem à migração das áreas de pressão de contacto mais elevadas ("picos"), entre ciclos de trabalho. Essa alternância é causada pelo desgaste localizado das áreas aquecidas e dilatadas (mais altas). Com o resfriamento ocorrido

entre ciclos, essas áreas desgastadas passam a ser as novas regiões mais baixas ("vales"), e as regiões anteriormente mais baixas passam a ser os novos "picos", alternando a configuração local entre região de "pico" e região de "vale", (figura 2.24).



a) deformação ao fim do primeiro ciclo.

b) deformação no início do segundo ciclo.

**Figura 2.24:** - Deformação e desgaste entre ciclos.

Dufrénoy e Weichert, em 1995, estudaram o comportamento das sapatilhas de freio com relação às deformações decorrentes do aquecimento durante a frenagem. Propuseram um modelo onde a área efetiva de contato é menor que a área da sapatilha, devido à deformação causada pela menor temperatura nas bordas laterais da sapatilha propiciado pelo fluxo de calor para o meio ambiente, exemplificado na figura 2.25.



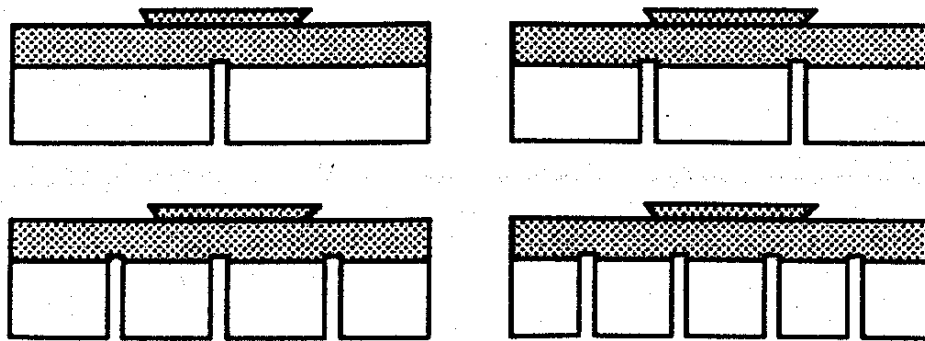
a) situação inicial

b) situação após aquecimento

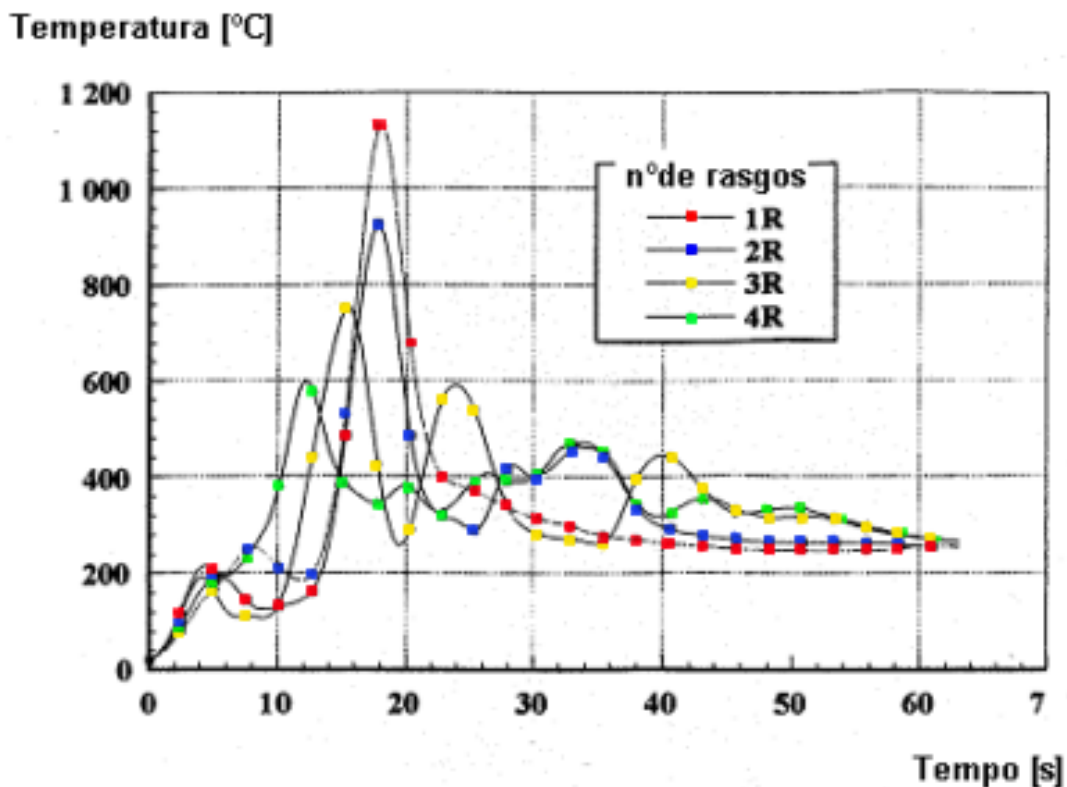
**Figura 2.25:** - Deformação da sapatilha com diminuição da área de contato.

Benseddiq e Weichert, em 1996, seguindo o mesmo procedimento de Dufrénoy e Weichert (1995), realizaram diversas simulações numéricas levando em consideração a introdução de rasgos nas sapatilhas de freio, com a mesma finalidade de propiciar maior superfície para troca de calor com o meio, buscando diminuir a deformação e temperatura.

Na figura 2.26 podemos observar os rasgos introduzidos nas sapatilhas modeladas e no gráfico da figura 2.27 as temperaturas atingidas para cada simulação. Podemos verificar que o aumento da quantidade de rasgos leva ao decréscimo significativo dos valores das temperaturas de pico, que no modelo ocorre após cerca de 20 s do início da aplicação do freio. Este estudo leva praticamente ao mesmo resultado propiciado pela aplicação das sapatilhas isobáricas.



**Figura 2.26:** - Modelos dos rasgos efetuados nas sapatilhas de freio.



**Figura 2.27:** Valores de temperatura fornecidos pela simulação numérica.



## **2.8 Estudos sobre temas relacionados a este trabalho.**

Diversas pesquisas tem sido desenvolvidas visando otimizar o desempenho dos sistemas de freios. A seguir são descritas algumas diretamente relacionadas ao tema deste trabalho.

### **2.8.1 Adequação de um TUE (Trem Unidade Elétrico) a operação sob condições específicas de um trecho.**

Conforme artigo "Freio de Manutenção de Velocidade" (SANTOS, LOPES & SILVA, 1998), houve no DEMETRÔ/STU-BH, em Belo Horizonte M.G., a necessidade de se adequar a capacidade de frenagem para o trecho de via entre as estações de "Cidade Industrial" e "Gameleira", com extensão de 3800 m.. Desses, 2800 m. em rampa descendente com declividade média de 1,35 %. Essa condição submete o TUE à aceleração de  $0,13 \text{ m/s}^2$ , sendo a velocidade média especificada para o trecho de 80 km/h..

O valor mínimo para a desaceleração de frenagem, na configuração original do TUE, era de  $0,4 \text{ m/s}^2$ , que é um valor muito alto comparado com o valor de  $0,13 \text{ m/s}^2$ . imposto pela rampa descendente. Esse fato obrigava a excessiva ciclagem do freio dinâmico para manter o TUE circulando o mais próximo possível da velocidade especificada de 80 km/h., causando o desgaste prematuro e mesmo avarias nos contadores do freio dinâmico ou ainda a utilização do freio pneumático, em lugar do dinâmico, ocasionando também o desgaste das partes pneumáticas e sapatas.

O trabalho desenvolvido comprova que os equipamentos ferroviários fornecidos nem sempre atendem às particularidades específicas de operação do trecho em que ele irá trafegar, necessitando de análises e correções.

### **2.8.2 Sistemas de freios para TUE suburbanos e metropolitanos.**

De acordo com o trabalho "Sistemas Modernos de Freios para Trens Metropolitanos e Suburbanos" (LOMBARDI E GERICH, 1985), os sistemas modernos de aceleração e frenagem

dos TUE incorporam várias funções que são monitoradas pelo equipamento pneumático. A função deste último extrapolou a simples função de frenagem, vindo a ser de fundamental importância para o desempenho do TUE como um todo. Um dos sistemas de freio desenvolvidos pela firma KNORR, o KBR XII, é caracterizado pelo processamento eletrônico do sinal de aceleração e frenagem requerido, incluindo a correção para variação de cargas.

Nos modernos TUE, a suspensão dos carros é feita através de bolsas de ar do tipo "altura constante", com as quais o piso do carro posiciona-se automaticamente a uma altura pré-determinada e constante com relação ao boleto dos trilhos (roda nova). Funciona da seguinte maneira: ao se carregar mais o carro pelo aumento do número de passageiros, o veículo desce e aciona a válvula de nivelamento, que libera mais pressão de ar comprimido nas bolsas de suspensão, voltando a elevar o piso do carro à posição anterior pré-fixada.

O valor da pressão nas bolsas de suspensão é sentido por um conversor de sinal, que faz a conversão desse sinal de pneumático em elétrico, que por sua vez irá controlar o valor do torque de aceleração na demaragem, bem como o valor da força de frenagem pneumática ou torque resistente (se frenagem elétrica). Esses são valores limitados pela aderência que nada mais é do que a força de atrito entre roda e trilho, consequência direta da reação normal, ou seja, do peso sentido pela roda.

Essa correção de carga é efetuada multiplicando-se o valor requerido para a frenagem ou aceleração por um fator proporcional à carga, fornecido pela apuração da média das pressões nas bolsas de suspensão pneumáticas. O valor do torque motor ou de frenagem é controlado em função do carregamento presente no carro. A não ocorrência dessa monitoração e controle implica no deslize de rodas em frenagem e patinação na aceleração ou demaragem.

Ainda, essa monitoração serve para suprir a insuficiência do freio elétrico com o pneumático através da operação de "mistura" ("blending"). A insuficiência pode ocorrer no caso de:

- quando o freio elétrico não atende as elevadas exigências de força de frenagem.
- quando ocorre um desvanecimento da força de frenagem elétrica em função da

velocidade reduzida, como por exemplo, no metrô de Munique (abaixo de 55 km/h).

- freio elétrico defeituoso ou inoperante.
- isolamento de motor de tração em algum carro.
- frenagem de emergência.

Essa mistura de sistemas e o monitoramento da carga no veículo concorrem para a garantia de frenagem segura.

### **2.8.3 Características de alguns materiais de atrito comerciais.**

Afim de não tornar excessivamente técnico e comercial este tópico, optou-se por descrever as características de alguns materiais de atrito de apenas um fabricante (JURID), visando compará-los, quanto a pressão admissível, velocidade, temperatura e coeficiente de atrito. O fabricante tinha uma "joint venture" com a Bosch Freios e com a KNORR, para a comercialização no país.

A Empresa JURID é uma das empresas fabricantes de sapatas e sapatilhas de freios ferroviários líder no mercado mundial. Ela é notadamente conceituada no desenvolvimento de materiais de atrito para aplicação metroferroviária. A JURID desenvolveu ao longo dos anos uma série de materiais de atrito para as mais diversas aplicações no mercado ferroviário, tanto para sapatilhas quanto para sapatas de freio. Desenvolveu inclusive materiais especiais, de baixo coeficiente de atrito, para substituir sapatas de ferro fundido sem necessidade de alteração na timoneria de freio e sem tendência de arrancamento de material das rodas. Dentre os materiais de atrito produzidos pela JURID podemos destacar os seguintes:

a) Materiais para sapatas de freio atuando sobre rodas:

- JURID BK 64 – material desenvolvido para aplicação em veículos ferroviários com timoneria projetada para uso de sapatas de ferro fundido, em substituição a estas.

Apresenta as seguintes recomendações de utilização:

- pressão de contato máxima  $= 15 \quad [\text{dN/cm}^2]$

- velocidade máxima no contato = 40 [m/s]
- temperatura máxima (regime contínuo) = 360 [°C]
- temperatura máxima (curta duração) = 450 [°C]

Do gráfico do coeficiente de atrito em função da velocidade para este material, observa-se o valor do coeficiente de atrito estático de 0,2, decrescendo gradativamente até 0,15 para 100 km/h e permanecendo constante em 0,15 até 150 km/h..O valor do coeficiente de atrito de serviço é de 0,17 (variação permitida  $\pm 12\%$ ). Sua base é resina sintética, sem componentes metálicos, não apresenta tendência de arrancamento de metal da superfície de atrito da roda.

- JURID 895 – material desenvolvido para aplicação em veículos ferroviários e de METRÔ, com timoneria projetada para uso de sapatas de ferro fundido, também para substituição destas.

Apresenta as seguintes recomendações de utilização:

- pressão de contato máxima = 20 [dN/cm<sup>2</sup>]
- velocidade máxima no contato = 40 [m/s]
- temperatura máxima (regime contínuo) = 360 [°C]
- temperatura máxima (curta duração) = 450 [°C]

Do gráfico do coeficiente de atrito em função da velocidade para este material observa-se o valor do coeficiente de atrito estático de 0,30, decrescendo gradativamente até 0,20 à 70 km/h e permanecendo constante em 0,20 até 120 km/h.. O valor do coeficiente de atrito de serviço é de 0,22 (variação permitida  $\pm 12\%$ ). Sua base é resina sintética, com componentes especiais capazes de manter o valor do coeficiente de atrito em presença de umidade.

- JURID 892 – material desenvolvido para aplicação em veículos ferroviários com timoneria projetada para uso de sapatas de ferro fundido, em substituição a estas.

Apresenta as seguintes recomendações de utilização:

- pressão de contato máxima = 30 [dN/cm<sup>2</sup>]

- velocidade máxima no contato = 45 [m/s]
- temperatura máxima (regime contínuo) = 360 [°C]
- temperatura máxima (curta duração) = 450 [°C]

Do gráfico do coeficiente de atrito em função da velocidade para este material observa-se o valor do coeficiente de atrito estático de 0,22, decrescendo gradativamente até 0,15 à 30 km/h e permanecendo constante em 0,15 até 120 km/h..O valor do coeficiente de atrito de serviço é de 0,15 (variação permitida  $\pm 12\%$ ). Sua base é resina sintética especial e borracha sintética, sem componentes metálicos. Não apresenta tendência de arrancamento de metal da superfície de atrito da roda. Tem a característica especial de ser particularmente resistente ao desgaste.

- JURID 114 – material desenvolvido para aplicação em veículos ferroviários com timoneria projetada para sapata de alto coeficiente de atrito.

Apresenta as seguintes recomendações de utilização:

- pressão de contato máxima = 15 [dN/cm<sup>2</sup>]
- velocidade máxima no contato = 40 [m/s]
- temperatura máxima (regime contínuo) = 360 [°C]
- temperatura máxima (curta duração) = 450 [°C]

Do gráfico do coeficiente de atrito em função da velocidade para este material observa-se o valor do coeficiente de atrito estático de 0,27, decrescendo gradativamente até 0,24 à 40 km/h e permanecendo constante em 0,24 até 150 km/h.. O valor do coeficiente de atrito de serviço é de 0,25 (variação permitida  $\pm 12\%$ ). Sua base é resina sintética especial. Não apresenta tendência de arrancamento de metal da superfície de atrito da roda.

b) Materiais para sapatilhas de freio atuando sobre discos:

- JURID 184 – material desenvolvido para aplicação em Tramways (bonde, pré-metrô ou metrô de superfície), metrô e veículos ferroviários para velocidades até 120 km/h..

Apresenta as seguintes recomendações de utilização:

- pressão de contato máxima = 20 [dN/cm<sup>2</sup>]
- velocidade máxima no contato = 18 [m/s]
- temperatura máxima (regime contínuo) = 350 [°C]
- temperatura máxima (curta duração) = 450 [°C]

Do gráfico do coeficiente de atrito em função da velocidade para este material, observa-se o valor do coeficiente de atrito estático de 0,33, decrescendo gradativamente até 0,30 à 25 km/h, permanecendo constante em 0,30 até 110 km/h. e decrescendo a 0,28 à 130 km/h..O valor do coeficiente de atrito de serviço é de 0,30 (variação permitida  $\pm 12\%$ ). Sua base é resina sintética especial, contém componentes metálicos em sua composição sendo particularmente resistente ao desgaste.

- JURID 874 – material desenvolvido para aplicação em veículos ferroviários de alta velocidade.

Apresenta as seguintes recomendações de utilização:

- pressão de contato máxima = 10 [dN/cm<sup>2</sup>]
- velocidade máxima no contato = 28 [m/s]
- temperatura máxima (regime contínuo) = 360 [°C]
- temperatura máxima (curta duração) = 450 [°C]

Do gráfico do coeficiente de atrito em função da velocidade para este material, observa-se o valor do coeficiente de atrito estático de 0,40, decrescendo gradativamente até 0,35 à 50 km/h, permanecendo constante em 0,35 até 210 km/h. e decrescendo a 0,32 à 250 km/h.. O valor do coeficiente de atrito de serviço é de 0,35 (variação permitida  $\pm 12\%$ ). A sua base é borracha e resina sintética, contém componentes metálicos em sua composição, seu coeficiente de atrito é estável também em altas velocidades; apresenta baixa taxa de desgaste e operação silenciosa.

- JURID 875 – material desenvolvido especialmente para aplicação em sapatinhas de freio a disco ferroviário, para veículos de utilização corrente em ferrovias européias.

Apresenta as seguintes recomendações de utilização:

- pressão de contato máxima = 12 [dN/cm<sup>2</sup>]
- velocidade máxima no contato = 22 [m/s]
- temperatura máxima (regime contínuo) = 360 [°C]
- temperatura máxima (curta duração) = 450 [°C]

Do gráfico do coeficiente de atrito em função da velocidade para este material, observa-se o valor do coeficiente de atrito estático de 0,40, decrescendo gradativamente até 0,35 à 50 km/h, permanecendo constante em 0,35 até 170 km/h.. O valor do coeficiente de atrito de serviço é de 0,35 (variação permitida  $\pm 12\%$ ). A sua base é borracha e resina sintética, contém componentes metálicos em sua composição, seu coeficiente de atrito tem boa estabilidade; apresenta baixa taxa de desgaste e operação silenciosa.

- JURID 197 – material desenvolvido para aplicação em Tramways (bonde, pré-metrô ou metrô de superfície), metrô, onde é requerido baixo coeficiente de atrito.

Apresenta as seguintes recomendações de utilização:

- pressão de contato máxima = 30 [dN/cm<sup>2</sup>]
- velocidade máxima no contato = 18 [m/s]
- temperatura máxima (regime contínuo) = 400 [°C]
- temperatura máxima (curta duração) = 500 [°C]

Do gráfico do coeficiente de atrito em função da velocidade para este material, observa-se o valor do coeficiente de atrito estático de 0,35, decrescendo gradativamente até 0,30 à 30 km/h, permanecendo constante em 0,30 até 110 km/h. e decrescendo a 0,28 à 135 km/h.. O valor do coeficiente de atrito de serviço é de 0,30 (variação permitida =  $\pm 12\%$ ). Sua base é resina sintética especial, sem componentes metálicos em sua composição. Sua principal característica é a alta resistência térmica.

- JURID 220 – material desenvolvido para aplicação em discos de freio com alta solicitação e operando a altas temperaturas.

Apresenta as seguintes recomendações de utilização:

- pressão de contato máxima = 30 [dN/cm<sup>2</sup>]

- velocidade máxima no contato = 28 [m/s]
- temperatura máxima (regime contínuo) = 400 [°C]
- temperatura máxima (curta duração) = 550 [°C]

Do gráfico do coeficiente de atrito em função da velocidade para este material, observa-se o valor do coeficiente de atrito estático de 0,35, decrescendo gradativamente até 0,28 à 40 km/h, permanecendo constante em 0,28 até 200 km/h.. O valor do coeficiente de atrito de serviço é de 0,28 (variação permitida =  $\pm 12\%$ ). Sua base é resina sintética especial, possui componentes metálicos em sua composição. Apresenta alta resistência ao desgaste.

- JURID 884 – material desenvolvido para aplicação em veículos ferroviários operando a altíssima velocidade (250 km/h).

Apresenta as seguintes recomendações de utilização:

- pressão de contato máxima = 12 [dN/cm<sup>2</sup>]
- velocidade máxima no contato = 40 [m/s]
- temperatura máxima (regime contínuo) = 360 [°C]
- temperatura máxima (curta duração) = 500 [°C]

Do gráfico do coeficiente de atrito em função da velocidade para este material, observa-se o valor do coeficiente de atrito estático de 0,30, decrescendo gradativamente até 0,25 à 40 km/h, permanecendo constante em 0,25 até 250 km/h.. O valor do coeficiente de atrito de serviço é de 0,25 (variação permitida =  $\pm 12\%$ ). Sua base é borracha e resina sintética contendo componentes metálicos em sua composição. É caracterizada por notável estabilidade do valor do coeficiente de atrito, tem alta resistência ao calor e ao desgaste também em alta velocidade. Apresenta baixa taxa de desgaste e operação silenciosa.

#### **2.8.4 Determinação da temperatura e desgaste durante a frenagem.**

Em 1997, Olesiak e colaboradores (OLESIK et al., 1997) determinaram um conjunto de equações integrais cuja solução permite o cálculo da temperatura na interface de contato do par



de atrito, o desgaste e a velocidade de deslizamento (escorregamento) durante a frenagem, para um experimento genérico onde os coeficientes de atrito e de desgaste dependem da temperatura. O problema é reduzido a um sistema não linear de equações integrais do tipo Volterra, através de transformadas de Laplace em relação a variável tempo, que pode ser resolvido por métodos numéricos.

Para o caso especial onde o coeficiente de atrito é constante e o coeficiente de desgaste depende linearmente da temperatura foi obtida a solução exata desse sistema de equações integrais, permitindo a obtenção de uma fórmula simples de engenharia para o cálculo das características do contato.

Olesiak e colaboradores observaram também, durante todo o processo de frenagem, as seguintes características:

- A temperatura atinge um valor máximo aproximadamente na metade do tempo necessário para a parada.
- A taxa de desgaste é aproximadamente constante e somente no momento da parada assume o valor máximo.

Mesmo assumindo, como hipótese, que o valor do coeficiente de atrito tem dependência não linear com a temperatura na região de contato, observaram que a taxa de desgaste não é sempre muito sensível a essas não linearidades, podendo então ser empregada a solução analítica para coeficientes constantes.

### **2.8.5 Mecanismos do atrito nos freios industriais.**

Severin e Dörsch (2001), efetuando estudos em freios industriais de alta capacidade, observaram que a carga térmica gerada pelo coeficiente de atrito local não é distribuída uniformemente ao longo da superfície de atrito durante o processo de frenagem contínua. Esta alterna-se periodicamente, sendo a superfície de atrito dividida em regiões anulares. Essa distribuição não uniforme é denominada Instabilidade Termoelástica (TEI).

A Instabilidade Termoelástica é descrita como a interação entre o calor gerado por atrito, a deformação (distorção termoelástica) e o contato elástico entre o material de atrito e o tambor, roda ou disco.

Segundo o mesmo estudo, outro fator de essencial influencia nas propriedades de atrito é a presença de partículas metálicas, provenientes do disco ou da roda, que se difundem no aglomerante orgânico do material de atrito. Os resultados experimentais levam à conclusão que a concentração das partículas metálicas no material de atrito é alta, quando a carga térmica do par de atrito é baixa. A concentração de partículas determina o valor do coeficiente de atrito que aumenta com a concentração.

A alta carga térmica também leva ao aumento do desgaste do material de atrito, o que resulta na diminuição da concentração das partículas metálicas (são removidas juntamente com o material de atrito removido) e leva a diminuição do coeficiente de atrito, e vice versa. Ocorrendo a remoção da camada devido ao desgaste, o material de atrito volta a apresentar as características mensuradas com o material de atrito na condição novo.

O coeficiente de atrito médio na superfície estabiliza quando é alcançado o equilíbrio entre as partículas removidas por desgaste e a difusão de novas partículas. A superfície do material de atrito alcança uma condição estável após um tempo de operação e permanece assim até ser alterada a condição de carga. Para uma nova condição de carregamento térmico, uma nova condição estável também será atingida após algum tempo de operação, contanto que a carga térmica não seja excedida.

#### **2.8.6 Influência das sapatas de freio na temperatura das rodas ferroviárias em serviço.**

Em 1978, Wetenkamp e colaboradores (WETENKAMP et al, 1978) realizaram diversos testes de campo recolhendo informações sobre as temperaturas alcançadas em diversos pontos no interior das rodas. Estudaram a ocorrência de pontos quentes na superfície de rolamento (passeio) das rodas e o coeficiente de atrito, durante a operação regular com o uso de sapatas de freio dos

tipos de alto teor de fósforo, de ferro fundido comum e de composição não metálica. A finalidade do estudo foi melhorar as simulações, em programas computacionais, da análise das tensões em rodas, melhorar a simulação das condições de serviço nos dinamômetros de laboratórios e determinar as possíveis causas do aparecimento de trincas térmicas nas rodas.

Foi observado o crescimento do valor do coeficiente de atrito nos testes realizados com alta força na sapata (valor constante de 17793 N (4000 lb) para sapatas metálicas e 8896 N (2000 lb) para sapatas de composição), resultando no aumento da potência de frenagem, ocorrendo o maior crescimento para sapatas metálicas de alto teor de fósforo do que para as de composição. O aumento ocorrido foi muito maior nas sapatas de alto teor de fósforo do que nas de ferro fundido comum e nas de composição. Foram alcançadas maiores temperaturas no interior das rodas nos testes realizados à potência constante com sapatas de composição que nos testes com sapatas metálicas.

Esses testes mostraram que as sapatas tipo alto teor de fósforo desenvolviam pontos quentes mais severos, de maior gravidade e em maior quantidade na superfície de rolamento da roda. As sapatas de composição não metálica não deram origem a pontos quentes.

#### **2.8.7 Investigação da capacidade térmica de rodas utilizando-se sapatas COBRA (composição não metálica).**

Weaver e colaboradores (WEAVER et al, 1969) realizaram ensaios comparativos da capacidade térmica de rodas ferroviárias de 36" quando submetidas à aplicação de freio em banco dinamométrico, utilizando-se sapatas de composição não metálicas (COBRA) e metálicas. As rodas ensaiadas foram submetidas à análise metalúrgica na região da pista de rolamento para avaliar as alterações na dureza, na macroestrutura e no padrão das tensões residuais.

Foram realizados três tipos de seqüências de testes dinamométricos. O primeiro consistiu de uma seqüência de testes de parada, com sapatas de composição não metálica e metálica, em iguais condições de frenagem, ou seja, com iguais tempos de parada para ambos os tipos de sapatas. O segundo tipo de seqüência foi o efetuado envolvendo somente o uso de sapatas de

composição com e sem cobre-friso, com um nível de solicitação de frenagem mais alto que o anterior, com a finalidade de avaliar os efeitos da utilização do cobre-friso em sapatas. O terceiro tipo foi basicamente o mesmo que o anterior, porém em um nível de solicitação mais alto, buscando estabelecer um limite superior de solicitação de frenagem com os dois tipos de sapatas de composição.

Os resultados dos ensaios demonstraram que a capacidade das rodas frenadas com sapatas de composição não metálicas, com ou sem cobre-friso, excedem significativamente os limites estabelecidos para as rodas frenadas com sapatas metálicas. No terceiro tipo de ensaio, a potência dissipada chegou a atingir o valor de 340 kW (250.000 lb.ft/s), que é o dobro do limite estabelecido pela Universidade de Illinois, de 170 kW (125.000 lb.ft/s) para frenagens efetuadas com sapatas metálicas, sem comprometimento das propriedades da roda. Os ensaios mostraram também que esse limite continua válido para rodas frenadas com sapatas metálicas. Quando esse valor é ultrapassado surgem trincas térmicas.

O resultado da análise de tensões mostrou que ocorreu grande mudança nas tensões de compressão originais nas rodas frenadas com sapatas metálicas. O exame metalúrgico também mostrou que o aquecimento é uniforme e distribuído no aro da rodas frenadas com sapatas de composição, em contraste com o severo aquecimento localizado na pista de rolamento, observado nas rodas frenadas com sapatas metálicas.

Embora as taxas de trabalho de frenagem e de energia dissipada por parada excedessem qualquer condição de serviço real, não foi possível determinar um limite superior de solicitação de frenagem para as sapatas de composição não metálica.

#### **2.8.8 Combinação de sistemas de freio de atrito em vagões.**

Blaine e colaboradores (1975) realizaram ensaios em dinamômetro estudando a aplicação e atuação combinada de freio a disco com freio convencional de sapata para vagões. Concluíram que a simples substituição de um elemento de freio tipo sapata-roda por um elemento de freio do tipo disco-sapatilha (dupla face) não permite o aumento da velocidade de serviço ou

tonelagem frenada, pois os discos de freio de uso padrão nos EUA são associados a um tamanho de roda e possuem aproximadamente a mesma capacidade de transformar energia que esta.

O sistema de freio disco-sapatilha auxiliando o sistema de freio sapata-roda, pode aumentar efetivamente a velocidade de serviço, ou a tonelagem por eixo durante a operação em descida de serra, com segurança. Esse aumento é diretamente relacionado com a capacidade de frenagem adicional provida pelo freio disco-sapatilha, podendo levar a um aumento da velocidade na descida de serra em 24 a 32 km/h (15 a 20 mph), desde que o traçado e a estrutura da via comportem.

A partição ótima para o trabalho de frenagem efetuado pelos dois tipos de freios está na faixa de 50% a 60% para sapata-roda e 50% a 40 % para o disco-sapatilha.

Na frenagem efetuada utilizando-se a combinação dos dois tipos de freios, pode ser encontrada a redução na temperatura máxima (de pico), medida na pista de rolamento da roda, de 38 a 65 °C (100 a 150 F) durante a frenagem de parada de trens de alta velocidade, e de até 94 °C (200 F) na frenagem contínua de descida de serra, com aplicação de freios durante 60 minutos.

#### **2.8.9 Efeito da frenagem constante de alta potência, sobre sapatas de freio de composição não metálica de alto coeficiente de atrito.**

Stone e colaboradores (STONE et al, 1994) realizaram ensaios de frenagem em banco dinamométrico AAR com sapatas de composição, em potência e velocidade constantes, para determinar os efeitos da alta potência de frenagem sobre o desenvolvimento de tensões residuais em rodas ferroviárias. Também foi objeto de seu estudo o comportamento das sapatas de freio de composição.

Os resultados mostram que para potências de frenagem de até 30 kW (~40 HP) e temperatura da pista de rolamento de até 315 °C (~600 F) o desgaste é relativamente baixo e ocorre por abrasão. Com o aumento da potência e temperatura na pista de rolamento, o mecanismo de desgaste muda para delaminação e daí para deformação plástica, ocorrendo

desprendimento de partes e perda de massa da sapata em temperaturas acima de 315 °C (~600 F).

Segundo o estudo, rodas de menor diâmetro (28") aquecem mais rapidamente e atingem temperaturas finais mais altas que as rodas de maior diâmetro (44", 36" e 38"), quando ensaiadas à mesma potência de frenagem. Além disso, o coeficiente de atrito varia, usualmente decaindo, com o tempo e a temperatura. Geralmente atinge o valor mínimo após 30 a 40 minutos de aplicação do freio.

#### **2.8.10 Comparação teórica e experimental das temperaturas e tensões entre discos sólidos e ventilados.**

Estudos realizados por Fermér (1991) concluíram que os disco de freios do tipo ventilados podem ser substituídos pelos do tipo sólido, desde que o veículo ferroviário não seja solicitado a frenagens do tipo descida de serra de longa duração. Foram estudados dois casos críticos de frenagem: frenagem de parada onde as tensões desenvolvidas pela alta temperatura local podem causar trincas nos discos e descida de serra, onde a alta temperatura global desenvolvida causa a deterioração das sapatilhas de freio. Foi estudado também o aumento na temperatura de pico em consequência de frenagens repetidas de parada.

Durante uma frenagem simples de parada, praticamente toda a energia desenvolvida nos pares de atrito é concentrada nas laterais do disco de freio, que é a região de maior massa e capacidade térmica. Essa energia não é suficiente para migrar e aquecer as aletas internas de ventilação. Além disso, estando o disco parado, não há fluxo de ar para retirar o calor por convecção forçada, ocorrendo somente o resfriamento por convecção natural, que é um processo bastante lento. A existência de aletas internas não tem influência na temperatura de pico do disco de freio quando solicitado à frenagem simples de parada. As aletas não estão aquecidas e não ocorre o resfriamento por convecção forçada.

Um dado interessante é que cada disco de freio do tipo ventilado consome de 3 a 4 kW (4 a 5,36 HP) à velocidade de 250 km/h. Se as distâncias entre paradas forem suficientemente espaçadas para promover o resfriamento dos discos, a não existência das aletas será um fator de

economia sem repercussão técnica.

O trabalho cita ainda o valor da temperatura limite para as sapatinhas de freio utilizados de 375°C e que os discos de freio ventilados empregados foram projetados para as rampas extremamente longas dos Alpes, onde o trem é solicitado à frenagem contínua de descida de serra (mais especificamente no lado sul do Monte Gotthard, com rampa de 2% e 40 km de extensão). Os discos de freios sólidos estão sendo instalados no TGV (Trem de Grande Velocidade) Francês e no trem rápido da Suécia, onde não há esse tipo de solicitação. Pode-se concluir que a utilização de discos ventilados deve atender a necessidade específica e não ser uma escolha automática.

A parte teórica da comparação foi efetuada numericamente utilizando-se o modelo analítico de cilindros finitos vazados e o método simplificado de cálculo de tensões térmicas. A parte experimental foi realizada no dinamômetro em escala real da ABB Traction AB (Divisão da ASEA Brown-Boveri), em Surahammar, Suécia, e na Universidade Chalmers.

#### **2.8.11 O projeto e desenvolvimento de discos de freio sólidos para trens de alta velocidade.**

Russell e Williams (1990) descrevem o desenvolvimento do disco de freio sólido para o TGV da linha Atlantique da SNCF (Société Nationale des Chemins de Fer), que circula a 300 km/h, com os recursos disponibilizados por programas computacionais de projeto e de análise por elementos finitos.

O TGV da linha Sud Est usa discos ventilados mecanicamente satisfatórios, porém com significativo consumo de potência causado pelo bombeamento do ar através das passagens de ventilação. Para os trens da linha Atlantique, a SNCF especificou o uso de discos sólidos de aço forjado. O disco sólido de aço é capaz de resistir a temperaturas mais altas que os discos de ferro fundido, com perda desprezível de potência. A experiência no desenvolvimento de outros discos de freios anteriores mostra que várias interações e avaliações de detalhes do projeto são necessárias para o sucesso da aplicação. Para este novo projeto, vários desenhos detalhados foram elaborados a partir de três projetos básicos.

Para a análise por elementos finitos, cada disco proposto foi modelado em segmentos tridimensionais parciais, representativos de todo o disco, aproveitando-se a repetitividade dos segmentos e a simetria. A entrada de calor foi modelada como fluxo uniformemente distribuído sobre toda a superfície de atrito. Foi considerado ainda que não existiam gradientes de temperatura ou tensão, devido à carga térmica, na direção normal aos planos de simetria. Assim, os discos puderam ser analisados modelando-se somente meia espessura e meio segmento, aplicando-se como condições de contorno que as deflexões ao longo desses planos fossem somente radiais e que esses planos eram termicamente isolados, simplificando sobremaneira a análise e modelagem.

As rápidas alterações permitidas pelo uso da ferramenta computacional permitiram que, em muito pouco tempo, fossem analisadas e efetuadas correções na geometria dos modelos, sendo selecionada a forma do disco para a confecção protótipo para testes em dinamômetro.

Os testes em dinamômetro foram efetuados considerando-se a simulação da rota com os ciclos de frenagem da linha do TGV-A e ciclos repetidos de frenagem de emergência, simulando a falha dos outros freios elétricos auxiliares do trem. Foram encontrados valores de temperatura e tensões cerca de 20% menores que os preditos pela análise por elementos finitos. Isto porque foi considerado que toda a energia da frenagem era absorvida pelo disco. Devido ao uso de sapatilhas sinterizadas parte significativa dessa energia era absorvida pelas sapatilhas.

O disco foi aprovado pela SNCF para ser instalado em um truque para os testes de linha. Após 25.000 km em serviço os discos foram avaliados e foram encontradas trincas superficiais, já esperadas, também presentes em discos de freios sólidos de outros projetos prévios. Essas trincas superficiais, apesar de aparecerem no início da vida em serviço, apresentam taxa de propagação muito baixa e não resultam em falha. O desenvolvimento de novas sapatilhas de freio já aliviou consideravelmente esse problema.

Os discos protótipo continuaram em serviço. Após percorrerem mais de 1.000.000 km levaram à aprovação do projeto pela SNCF.



### **2.8.12 Uma revisão interpretativa das falhas em rodas com relação ao projeto e ao tratamento térmico.**

Stone (1988) comenta em sua revisão que as sapatas de composição não metálicas produzem temperaturas mais elevadas nas rodas frenadas por elas em razão das suas propriedades de condutibilidade térmica, citando o estudo teórico de Newcomb. Este afirma que 15% a mais do calor gerado na interface do par de atrito entra na roda. Cita também Weaver, que registra que, para a mesma entrada de energia, o uso das sapatas de composição não metálicas induz a menores mudanças na distribuição das tensões residuais na roda do que o uso de sapatas de ferro fundido. Além disso com o uso de sapatas de composição não ocorre o sobreaquecimento localizado ("hot spot") nem a inclusão de material da pista de rolamento da roda sobre a sapata, como ocorre usualmente com sapatas de ferro fundido. Wetenkamp também é citado pela conclusão de que sapatas de ferro fundido de alto teor de fósforo causam maior quantidade de pontos quente, e mais severos, que as sapatas de ferro fundido comum.

### **2.8.13 Desgaste desigual em sapatas de freio.**

O trabalho de Jennings (1961) relata o desgaste desigual observado nas sapatas de freios em uma frota de vagões de uma mesma série. O desgaste desigual reflete-se no desgaste também desigual da pista de rolamento das rodas, podendo levar ao reperfilamento precoce das rodas ou mesmo à condenação do rodéiro.

O estudo revela que a substituição, por limite de desgaste, das sapatas de freio nos vagões não ocorre de maneira uniforme e bem definida. Se forem substituídas todas as sapatas de freio de uma tabela de vagões (conjunto de vagões formando um trem fechado), observa-se que o desgaste não é igual para as diferentes posições das sapatas no vagão, e entre vagões do trem. Foi observada a ocorrência de desgaste similar entre as sapatas posicionadas diagonalmente no truque da ordem de 10 %. Em relação ao vagão todo, essa diferença cresce para 12% para as posições diagonais.

O estudo mostra que não existe diferença significativa no consumo de sapatas entre vagões

de um mesmo tipo e serviço, quando dotados de rodas de ferro fundido coquilhado ou de aço laminado, ou seja, o tipo de roda não tem influência na vida das sapatas. Cita também que a quantidade de desgaste induzido pela sapata na roda é proporcional ao desgaste ocorrido nas sapatas, ou seja, proporcional à quantidade de sapatas substituídas durante a vida útil da roda. A quantidade de sapatas substituídas em uma determinada posição do vagão é um indicador da vida útil da roda associada. Isso confirma que o desgaste é proporcional ao trabalho de atrito e que se distribui entre a sapata e a roda.

Uma informação deste trabalho, que justifica um estudo mais aprofundado sobre os mecanismos de desgaste em sapatas de freios, é que a sapata de freio é um item de manutenção que isoladamente é responsável por 70 % a 90 % dos custos totais da manutenção de uma frota de vagões, durante toda a vida útil dessa frota.

## **2.9 Evolução Histórica do Dinamômetro Ferroviário para Rodas e Sapatas.**

Blaine e Carpenter (1988) elaboraram uma cronologia do desenvolvimento dos dinamômetros utilizados para simular, em escala real, as condições de trabalho de rodas e sapatas de freio ferroviárias. Há cerca de 120 anos, os engenheiros mecânicos e metalúrgicos iniciaram a investigação formal das falhas em rodas de ferro fundido, bem como nos materiais, projetos e métodos de fabricação das rodas e sapatas de freios. Isso resultou no desenvolvimento de bancos dinamométricos, com os quais foi possível ensaiar rodas e sapatas em tamanho real e sob condições controladas, melhorando o desempenho desses itens e aumentando a segurança em serviço.

Antes do uso do banco dinamométrico era somente utilizado o "Teste de Queda", que consistia na queda de uma massa a partir de uma altura determinada sobre uma roda, a fim de verificar sua resistência ao impacto. Esse teste de queda não era suficiente para prever o comportamento da roda em serviço e sob frenagem, detectando somente falhas de fabricação.

A ferrovia Southern Pacific, nos Estados Unidos, que possuía em seu traçado uma "rampa pesada" de longa extensão, desenvolveu e construiu em 1891 o primeiro banco dinamométrico

em escala real conhecido, para identificar e recusar rodas de projeto e fabricação inadequadas às suas condições de frenagem. Esse banco dinamométrico consistia de um rodeiro completo, comprimido contra duas rodas motoras acionadas por um motor a vapor, simulando o contato roda-trilho. Esse rodeiro era comprimido por uma mola de força regulável, através de um conjunto de alavancas. Um cilindro de freio, através de uma timoneria, aplicava a força de frenagem, reproduzindo nesse banco dinamométrico as forças de frenagem para vagões e carros, típicas da época. Os testes efetuados nesse banco dinamométrico levaram à introdução das rodas de aço laminado ("wrought steel") na década seguinte, em substituição às de ferro fundido coquilhado ("chilled iron") na Southern Pacific.

Em 1893, a Master Car Builders Association, precursora da Divisão Mecânica da AAR, determinou que uma máquina de teste de sapatas de freio em escala real era essencial para a obtenção dos parâmetros de atrito e desgaste para os inúmeros fabricantes de sapatas de freio existentes. Com o suporte da ferrovia Pennsylvania, George Westinghouse e William Sellers construíram uma máquina de teste de sapatas, que foi instalada na fábrica da Westinghouse Air Brake Company, onde se realizaram exaustivos testes. Algum tempo depois essa máquina foi transferida para a Universidade Purdue, onde continuaram sendo realizados os testes oficiais da Master Car Builders até 1942, quando essa máquina foi sucateada.

Vários outros bancos dinamométricos foram construídos para pesquisar os efeitos das forças de frenagem e cargas por eixo sobre as sapatas e rodas. A American Brake Shoe and Foundry Co. projetou e construiu, em 1908, o primeiro de uma série de vários bancos dinamométricos para estudar o efeito da crescente força de frenagem, consequência de uma época de progresso acelerado na área ferroviária, onde o aço tomou o lugar da madeira, o que permitiu a construção de carros e vagões com maior peso e capacidade de transporte, consequentemente apresentando maior carga por eixo e necessitando maior força de frenagem.

Em 1910, a Universidade de Illinois construiu o seu banco dinamométrico para estudos de frenagem e, durante a primeira guerra, a ferrovia Pennsylvania projetou e construiu uma máquina de teste de sapatas e rodas.

Apesar das melhorias na qualidade das rodas coquilhadas, com o crescente aumento de velocidade, carga por eixo e força de frenagem nos anos 20 e 30, o uso das rodas de aço tornou-se generalizado e obrigatório, devido às regras de intercâmbio de vagões entre as diversas ferrovias.

Nos fins dos anos 40 e começo dos 50, com o desenvolvimento da tração diesel e a implementação da operação em unidades múltiplas, surgiram os trens longos, o que levou a falhas desastrosas em rodas de locomotivas por trincas devido a alta carga térmica. O banco dinamométrico da Universidade de Illinois foi utilizado pelos fabricantes de rodas na pesquisa e desenvolvimento de novos projetos de rodas e tratamentos térmicos.

Em 1954, a Adamson United, empresa que tinha grande experiência na construção de bancos dinamométricos para a indústria automotiva e aeronáutica, construiu um banco dinamométrico para a United States Steel, grande fabricante de rodas e eixos ferroviários. Esse banco dinamométrico foi utilizado durante três décadas na avaliação de rodas, eixos e sapatas de freio ferroviários.

Em 1955, o Centro Técnico da AAR em Chicago, adquiriu a máquina de teste de sapatas e rodas da ferrovia Pennsylvania, citado anteriormente, dando origem a pesquisa das consequências das cargas térmicas originadas na frenagem com sapatas de freio de ferro fundido. Uma das consequências foi a implantação generalizada da frenagem dinâmica nas locomotivas, o que reduziu a carga térmica nas suas rodas. Esse banco dinamométrico foi sucateado em 1976 devido à sua obsolescência.

No ano de 1983, a AAR adquiriu o banco dinamométrico da United States Steel (Adamson) para estudar os efeitos de carga por eixo e frenagem em rampa (descida de serra), na alteração das tensões residuais, nos vários projetos de rodas de vagões. A AAR necessitava também um banco dinamométrico para testar sapatas de freio metálicas e de composição, com propósito de certificação de fornecedores, controle de qualidade e desempenho. Esse banco dinamométrico foi posteriormente instalado no Centro Técnico de Chicago da AAR. Atualmente encontra-se instalado nos Laboratórios do T.T.C em Pueblo, Colorado, prestando serviços até hoje.

### 2.9.1 Características do banco dinamométrico utilizado pela Industria de Freios KNORR.

A Indústria de Freios Knorr é uma das empresas construtora de freios ferroviários líder no mercado mundial. Possui diversos bancos dinamométricos, mas o principal deles é o utilizado na matriz, na Alemanha. Os dados desse dispositivo foram obtidos a partir de comunicação interna da filial brasileira, "Banco de Teste de Fricção".

Dados característicos do banco dinamométrico:

• fabricante:	"Schenck"	
• torque de frenagem, máximo	35 000	[N.m]
• momento de inércia, máximo	2 515	[kg.m <sup>2</sup> ]
• escalonamento do momento de inércia	3,2 : 3 : 2	
• número de escalonamentos	51	
• torque do motor, máximo	5 200	[N.m]
• rotação do motor, máxima	1650	[rpm]
• potência	123	[kW]
• velocidade equivalente, máxima (roda de 1000 mm)	310	[km/h]
• peso máximo por roda	100 000	[N]

Como pode ser observado dos dados acima descritos, esse dinamômetro não atende ao solicitado na Norma de Ensaio da AAR, descrito no item 2.7.1, somente no valor da carga máxima por roda, fato esse devido à prática Européia e Normalizada da UIC (Union Internationale des Chemins de Fer), em cuja área de abrangência a lotação é limitada a 20 t por eixo (10 t por roda). Esse valor é utilizado em todos os projetos de trens de passageiros, de subúrbio e metrô, bem como nos trens de carga em países que adotam esse padrão. Nesses países são considerados iguais, em termos de circulação, um trem de carga ou de passageiros, tanto em peso total, como em peso por eixo, velocidade, comprimento de trem e capacidade de frenagem.

O banco dinamométrico utilizado pela KNORR atende todas as necessidades de ensaio para todo o material rodante de passageiros em uso no país, porém não atende as necessidades para o

ensaio do material rodante utilizado nas ferrovias de transporte de minério, onde são utilizados geralmente vagões com mais de 15 t por roda.

### **2.9.2 Características do banco dinamométrico da AAR.**

O banco dinamométrico da AAR tem capacidade de ensaiar rodas e sapatas sob várias condições de frenagem e cargas por eixo (força no contato roda-trilho). Pode efetuar ensaios de descida de serra (rampa), parada e frenagem estática, com alto grau de acuracidade. Possui um sistema moderno de controle e de aquisição de dados, capaz de prover a seqüência automática dos testes, controlando automaticamente ciclos de velocidade e aplicação de freios com as respectivas aquisições e processamento de dados informatizado.

O banco dinamométrico é acionado por um motor de 200 HP em C.C. com rotação variando de 0 a 1500 rpm, equivalendo a velocidade linear de 0 a 286 km/h (178 mph), em uma roda de 40". Como referência as máximas velocidades de trens de carga e passageiros nos EUA são de 128 e 193 km/h (80 e 120 mph), respectivamente. Esse banco dinamométrico possui discos de inércia de 64" de diâmetro, sendo dez largos e quatro estreitos, que podem ser combinados para produzir inércias variando de 366 a 7332 kg.m<sup>2</sup>. Permite ensaiar rodas de 28 a 46 polegadas de diâmetro.

Esse banco dinamométrico é também provido de uma roda simuladora da via, instalada na parte inferior do mesmo, para ensaios em rodas simulando o carregamento devido ao peso do veículo sobre a via férrea (reação do trilho) e suas interações, podendo simular o carregamento vertical de até 27215 kg (60000 lb). Sobre a pista de rolamento da roda (passeio) e o carregamento lateral do friso, onde simula a reação horizontal da via, de até 6803 kg (15000 lb), com oscilação lateral de 0,2 Hz, simulando curvas e instabilidade lateral.

Dados característicos do dinamômetro:

- fabricante: Adamson United Company – USA (Wean Industries)
- momento de inércia mínimo (eixo da máquina) 366 [kg.m<sup>2</sup>]
- momento de inércia máximo 7332 [kg.m<sup>2</sup>]

• momento inércia disco largo	645	[kg.m <sup>2</sup> ]
• momento inércia disco estreito	129	[kg.m <sup>2</sup> ]
• escalonamentos no momento de inércia	54	
• rotação do motor, máxima	1500	[rpm]
• potência do motor	200	[HP]
• velocidade equivalente máxima (roda de 40")	241	[kg.m <sup>2</sup> ]

### 2.9.2.a Características dos Ensaios de Sapatas segundo a AAR.

A "Especificação AAR M-926-92", Norma da AAR referente a sapatas de freio de composição e alto atrito, indica que as amostras deverão ser verificadas quanto ao atrito e desgaste em um banco dinamométrico adequado, contendo os recursos descritos abaixo:

- Deve ser dotado de uma roda ferroviária de 914 mm. de diâmetro, friso largo, tratado termicamente, com espessura do aro maior que 25,4 mm., acabamento superficial da superfície de frenagem menor que 2,5  $\mu\text{m}$ , usinada paralela à linha de centro do eixo (cilindricamente, retirando a conicidade da roda).
- Deve ser provido de um termopar do tipo deslizante sobre a superfície de frenagem da roda.
- Deve-se aplicar a força de frenagem na configuração do tipo: uma sapata de freio por roda.
- A carga inercial equivalente deverá ser de 14900 kg, sendo tolerada uma variação de  $\pm 8 \%$ , equivalente à carga por roda do veículo ferroviário cuja reprodução está sendo efetuada pelo banco dinamométrico.
- Deve ter um soprador ou exaustor capaz de circular ar sobre o conjunto sapata roda, a fim de simular a movimentação do veículo ferroviário durante o ensaio. A velocidade do ar deve ser de 24 km/h a 32 km/h, medida com um anemômetro.
- O banco dinamométrico deve ser capaz de produzir sobre a sapata de freio os seguintes

valores de força:

- 4450 N, 6499 N, 8964 N e 17929 N, durante a operação de assentamento da sapata,
  - $14746 \text{ N} \pm 90 \text{ N}$ , para os ensaios de parada em frenagem leve,
  - $26983 \text{ N} \pm 134 \text{ N}$ , para os ensaios de parada em frenagem severa e
  - $16584 \text{ N} \pm 134 \text{ N}$ , para os ensaios de atrito estático.
  - $4146 \text{ N} \pm 4 \%$ , para o ensaio de rampa leve.
  - $6499 \text{ N} \pm 4 \%$  para o ensaio de rampa pesada.
- Deve ser capaz de produzir as rotações equivalentes às velocidades lineares de: 32 km/h, 64,5 km/h, 96,5 km/h e 128,5 km/h.

Não é explicitado na norma, mas o banco dinamométrico deve ser provido de um exaustor para a retirada dos gases produzidos durante os ensaios.

A média dos resultados obtidos para as distâncias de parada com frenagem leve deve ser comparada com a tabela abaixo:

**Tabela 2.4:** - Distância de parada "frenagem leve",  
Força Normal=14746 N

Velocidade [km/h]	Distância Média de Parada	
	Mínima [m]	Máxima
128	1643	2466
96	820	1228
64	332	497
32	85	128

A média dos resultados obtidos para as distâncias de parada com frenagem pesada deve ser comparada com a seguinte tabela:



**Tabela 2.5:** - Distância de parada "frenagem pesada",  
Força Normal=26983 N

Velocidade [km/h]	Distância Média de Parada	
	Mínima [m]	Máxima
128	1241	1862
96	549	826
64	210	314
32	58	85

O valor do coeficiente de atrito estático mínimo deve ser 0,38.

## **Capítulo 3**

### **Modelagem Teórica**

Neste capítulo é desenvolvida a metodologia para a determinação do aquecimento devido a frenagem para discos e tambores (rodas). O capítulo é dividido em: modelagem analítica, que descreve os métodos analíticos para a avaliação da temperatura e modelagem numérica, que descreve as características dos modelos de elementos finitos empregados. Este estudo é relevante para comparar os dois tipos de sistemas de freios em condições semelhantes ou diferentes das avaliadas na análise experimental descrita no capítulo 4.

#### **3.1 Modelagem Analítica.**

De acordo com Limpert (1992), a variação da energia cinética e potencial de um veículo em movimento é convertida em calor durante o processo de frenagem. A geração desse calor ocorre nas superfícies da interface do par de atrito roda-sapata ou disco-sapatilha. Durante o processo de frenagem, o calor gerado na interface é compartilhado entre os elementos que compõem o par de atrito. Essa partição se faz proporcionalmente à condutibilidade térmica de cada um dos elementos constitutivos do par de atrito. Durante a fase transiente do aquecimento, parte do calor gerado é armazenado nas partes que compõem o par de atrito, em razão proporcional as suas capacidades térmicas. Parte é dissipada para o meio ambiente. Na fase estacionária, que ocorre quando é atingido o equilíbrio de temperatura (referente a capacidade térmica das partes e à convecção) e mais nenhuma energia térmica é armazenada na roda e na sapata ou no disco e sapatilha, todo o calor gerado é dissipado ao meio ambiente. Essa dissipação é proporcional à

área externa sujeita ao resfriamento pelo ar e aos respectivos coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação.

As duas situações são encontradas na prática. Na operação ferroviária convencional, quando da aplicação de frenagens freqüentes de parada, o caso típico é a operação no subúrbio e metrô. A descida prolongada de uma serra, caso típico de operação num trem de carga, é a situação na qual pode ser atingida a temperatura máxima de trabalho, dependendo do tempo de frenagem. O conhecimento desse valor de temperatura máxima, vai garantir a frenagem efetiva com segurança através da garantia da integridade das partes do par de atrito, dado que a temperatura limite não seja atingida.

### 3.1.1 Variação da energia total de um veículo.

De uma forma geral, pode-se dizer que se a variação da energia total de um veículo, ocorrida entre uma situação inicial **i** e uma final **f**, tiver valor negativo, essa energia pode ser expressa como a energia dissipada durante a frenagem.

Assim:

$$E_f = \Delta E_t = (E_{CTf} - E_{CTi}) + (E_{CRf} - E_{CRi}) + (E_{Pf} - E_{Pi}) \quad [\text{N.m}] \quad (3.1)$$

Onde:

$E_f$  = energia da frenagem [N.m]

$\Delta E_t$  = variação da energia total, entre as situações inicial e final [N.m]

$E_{CTf}$  = energia cinética de translação final [N.m]

$E_{CTi}$  = energia cinética de translação inicial [N.m]

$E_{CRf}$  = energia cinética de rotação final [N.m]

$E_{CRi}$  = energia cinética de rotação inicial [N.m]

$E_{Pf}$  = energia potencial final [N.m]

$E_{Pi}$  = energia potencial inicial [N.m]

Doravante os índices **i** e **f**, serão utilizados para as condições inicial e final,

respectivamente.

Na operação dos trens durante a frenagem pode-se visualizar duas situações básicas:

- frenagem de parada, como em que um veículo em movimento é submetido a uma força de frenagem para retardar seu movimento até a parada total (ou para redução e controle de velocidade).
- frenagem de descida de serra, em que é aplicada a força de frenagem visando manter o veículo em velocidade constante durante uma descida.

### 3.1.2 Energia de frenagem

Para um veículo ferroviário em movimento, num perfil de via "em nível" (energia potencial constante), a variação da sua energia cinética correspondente a desaceleração ao passar da velocidade inicial  $V_i$  para a velocidade final  $V_f$ , será a soma da:

- variação da energia cinética de translação do veículo
- variação da energia cinética das massas girantes, tais como rodeiros, engrenagens e armaduras dos motores de tração.

Essa variação pode ser expressa pela equação:

$$E_f = \frac{m}{2}(V_f^2 - V_i^2) + \frac{I}{2}(\omega_f^2 - \omega_i^2) \quad [\text{N.m}] \quad (3.2)$$

Onde:

$E_f$	= energia de frenagem	[N.m]
$m$	= massa do veículo	[kg]
$V_f$	= velocidade final	[m/s]
$V_i$	= velocidade inicial	[m/s]
$I$	= momento de inércia das massas girantes	[kg.m <sup>2</sup> ]
$\omega_f$	= velocidade angular final das massas girantes	[rd/s]
$\omega_i$	= velocidade angular inicial das massas girantes	[rd/s]

Para facilidade de cálculo, é interessante que a energia cinética das massas girantes do veículo ferroviário, dependente da velocidade linear do veículo, seja referenciada a esta velocidade. Na configuração física, as principais massas girantes são os rodeiros. Conforme o tipo de veículo, podem também existir outras massas girantes acopladas aos rodeiros, como engrenagens e armaduras de motores de tração. Essas outras massas girantes podem ser referenciadas a velocidade linear do veículo considerando-se a relação de transmissão entre a rotação delas e a do rodeiro.

Para um rodeiro simples, sem motor de tração, tem-se:

$$E_{fR} = \frac{I_R}{2} (\omega_{Rf}^2 - \omega_{Ri}^2) \quad [N.m] \quad (3.3)$$

Onde:

$E_{fR}$	= energia de frenagem de um rodeiro simples	[N.m]
$I_R$	= momento de inércia de um rodeiro	[kg.m <sup>2</sup> ]
$\omega_R$	= velocidade angular do rodeiro	[rd/s]
$\omega_{Ri}$	= velocidade angular do rodeiro, inicial	[rd/s]
$\omega_{Rf}$	= velocidade angular do rodeiro, final	[rd/s]

A rotação do rodeiro, referenciada à velocidade linear do veículo será:

$$\omega_R = \frac{V}{R} \quad [rd/s] \quad (3.4)$$

Onde:

$R$	= raio da roda	[m]
$\omega_R$	= velocidade angular do rodeiro	[rd/s]
$V$	= velocidade linear do veículo	[m/s]

Para o rodeiro simples, a equação 3.3 pode ser escrita como:

$$E_{fR} = \frac{I_R}{2.R^2} (V_f^2 - V_i^2) \quad [N.m] \quad (3.5)$$

Para o rodeiro motor, equipado com motor de tração, há necessidade de adicionar a parcela correspondente à armadura do motor de tração, que será:

$$E_{fMT} = \frac{I_{MT}}{2} (\omega_{MTf}^2 - \omega_{MTi}^2) \quad [N.m] \quad (3.5)$$

Onde:

$E_{fMT}$  = energia de frenagem da armadura de um motor de tração [N.m]

$\omega_{MT}$  = rotação da armadura do motor de tração [rd/s]

$I_{MT}$  = momento de inércia da armadura do motor de tração [kg.m<sup>2</sup>]

A relação de transmissão entre o motor e o eixo do rodeiro (n) é:

$$n = \frac{Z_p}{Z_c} \quad [adm] \quad (3.7)$$

Onde:

n = relação de transmissão [adm]

$z_p$  = número de dentes do pinhão do motor de tração [adm]

$z_c$  = número de dentes da coroa do rodeiro [adm]

Assim, a velocidade angular do motor de tração ( $\omega_{MT}$ ) será:

$$\omega_{MT} = \frac{\omega_R}{n} \quad [rd/s] \quad (3.8)$$

Onde:

$\omega_{MT}$  = velocidade angular da armadura do motor de tração [rd/s]

$\omega_R$  = velocidade angular do rodeiro [rd/s]

Então:

$$E_{fMt} = \frac{I_{Mt} \cdot n^2}{2 \cdot R^2} \cdot (V_f^2 - V_i^2) \quad [N.m] \quad (3.9)$$

Relacionando toda a energia à velocidade linear do veículo, tem-se para um rodeiro motor:

$$E_f = \frac{(V_f^2 - V_i^2)}{2} \cdot \left( \frac{I_R + I_{Mt} \cdot n^2}{R^2} \right) \quad [N.m] \quad (3.10)$$

Compondo essas contribuições parciais, pode-se obter a energia total de frenagem para um veículo ferroviário qualquer, como por exemplo:

- Em uma locomotiva dotada de dois truques tipo C (truques de três eixos e três motores de tração) a energia de frenagem total é dada por:

$$E_{ft} = \frac{(V_f^2 - V_i^2)}{2} \cdot \left( m + \frac{6I_R + 6I_{Mt} \cdot n^2}{R^2} \right) \quad [N.m] \quad (3.11)$$

- Em uma locomotiva dotada de dois truques tipo A1A (truques de três eixos e dois motores de tração), a energia de frenagem total é por:

$$E_{ft} = \frac{(V_f^2 - V_i^2)}{2} \cdot \left( m + \frac{6I_R + 4I_{Mt} \cdot n^2}{R^2} \right) \quad [N.m] \quad (3.12)$$

Para o caso da descida de uma serra, onde o trem deve manter a velocidade constante, tem-se que a velocidade e a rotação não variam, tornando o problema um caso de variação da energia

potencial. Assim:

$$\Delta V = \Delta \omega = 0$$

$$E_f = \Delta E_p = p.(H_f - H_i) \quad [J] \quad (3.13)$$

Onde:

$p$  = peso do veículo [N]

$H_i$  = altitude inicial (cota inicial) [m]

$H_f$  = altitude final (cota final) [m]

### 3.1.3 Energia e potência.

O freio de atrito é um dispositivo mecânico que converte a energia de frenagem, correspondente a variação da energia cinética e potencial de um veículo, em energia térmica (calor). A intensidade desse calor produzido depende do intervalo de tempo em que ocorre a variação da energia cinética e potencial. Denomina-se potência de frenagem a variação de energia ocorrida por unidade de tempo, sendo expressa pela equação:

$$P_f = \frac{d(E_f)}{dt} \quad [W] \quad (3.14)$$

Derivando-se a equação (3.11), para o caso de uma frenagem de parada com desaceleração média  $a$  e  $V_t$  :

$$P_{ft} = \frac{d(E_f)}{dt} = V_t.a.\left(m + \frac{6I_R + 6I_{Mt}.n^2}{R^2}\right) \quad [W] \quad (3.15)$$

como:



$$V_t = V_i - a.t \quad [\text{m/s}]$$

onde:

$$V_t = \text{velocidade no tempo } t \quad [\text{m/s}]$$

$$a = \text{desaceleração média} \quad [\text{m/seg}^2]$$

então:

$$P_f = \frac{d(E_f)}{dt} = (V_i - a.t).a.\left(m + \frac{4I_R}{R^2}\right) \quad [\text{N.m/s}] \quad (3.16)$$

Podemos observar na equação (3.16) acima, que a potência de frenagem não é constante ao longo da frenagem, no início da frenagem quando  $t = 0$  a potência é máxima, decrescendo linearmente até o valor mínimo (zero) quando o veículo para.

No caso da descida de uma serra de declividade constante  $\alpha$  tem-se:

$$\text{sen } \alpha = \frac{(H_f - H_i)}{L} \quad [\text{adm}] \quad (3.17)$$

Onde:

$$L = \text{distância percorrida} \quad [\text{m}]$$

Para velocidade constante tem-se:

$$L = V.t \quad [\text{m}] \quad (3.18)$$

$$V = \text{velocidade do veículo} \quad [\text{m/s}]$$

$$t = \text{tempo decorrido na descida da serra} \quad [\text{s}]$$

A variação de altitude (cota) ocorrida será:

$$H_f - H_i = V.t.\text{sen } \alpha \quad [\text{adm}] \quad (3.19)$$

Assim, a variação da energia potencial quando um veículo desce uma rampa de declividade constante em velocidade constante nos dá o valor da potência de frenagem que é constante durante toda a descida :

$$\frac{d(E_f)}{dt} = p \cdot \frac{d(V.t.\text{sen } \alpha)}{dt} = p.(V.\text{sen } \alpha) \quad [\text{N.m/s}] \quad (3.20)$$

Como as rampas ferroviárias são de pequena declividade (ângulos pequenos), as máximas usuais da ordem de 3%, pode-se aproximar o seno pela tangente de  $\alpha$ . Considerando que inclinação percentual  $i$  (%) pela equação (3.21), e potência gerada pode ser dada pela equação (3.22).

$$\text{tg } \alpha . 100 = i\% \quad [\text{adm}] \quad (3.21)$$

$$\frac{d(E_f)}{dt} = \frac{p.V.i(\%)}{100} \quad [\text{N.m/s}] \quad (3.22)$$

### 3.1.4 Distribuição da potência de frenagem no par de atrito.

Para a análise das temperaturas alcançadas é necessário conhecer a energia total desenvolvida durante a frenagem  $\underline{E}_f$  e a sua distribuição no par de atrito. Para facilitar o equacionamento, será utilizado a seguir indistintamente o termo roda para a roda ou disco de freio e o termo sapata para sapatilha ou sapata de freio.

A distribuição da energia de frenagem gerada no par de atrito roda-sapata está relacionada com a resistência térmica associada a ambos os lados da interface do par de atrito, onde se processa a geração de calor. Para a condição estacionária, essa distribuição pode ser escrita como:

$$\frac{q_R}{q_S} = \frac{\sum R_S}{\sum R_R} \quad [\text{adm}] \quad (3.23)$$

Onde:

$q_R$  = fluxo de calor para a roda [N.m/h.m<sup>2</sup>]

$q_S$  = fluxo de calor para a sapata [N.m/h.m<sup>2</sup>]

$R_S$  = resistência térmica à condução do calor para a sapata [h.K/N.m]

$R_R$  = resistência térmica à condução do calor para a roda [h.K/N.m]

A resistência térmica varia com o inverso da condutividade térmica.

É conveniente expressar a partição do calor total gerado entre o que é absorvido pela roda e o que é absorvido pela sapata em termos de propriedades dos materiais. O valor  $\gamma$  é a fração do calor total gerado ( $q_R + q_S$ ) que é absorvida pela roda, que é denominado fator de distribuição do calor, conforme a equação (3.24).

$$\gamma = \frac{q_R}{q_R + q_S} \quad [\text{adm}] \quad (3.24)$$

Para o caso de frenagem contínua (descida de serra) ou aplicações freqüentes, que é o caso metro-ferroviário, temos que, na condição estacionária, mais nenhuma energia térmica é armazenada na roda ou no disco, então a resistência térmica é, para a roda ou disco

$$\sum R_R = \frac{1}{(h_R \cdot A_R)} \quad [\text{h.K/N.m}] \quad (3.25)$$

Para a sapata ou sapatilha, a resistência é dada por (modelo unidimensional):

$$\Sigma R_S = \frac{1}{(h_S \cdot A_S)} + \frac{\delta_S}{(k_S \cdot A_S)} + \frac{\delta_G}{(k_G \cdot A_G)} \quad [\text{h.K/N.m}] \quad (3.26)$$

Onde:

$A_S$	= área da sapata	$[\text{m}^2]$
$h_S$	= coeficiente de transf. de calor por convecção, da sapata	$[\text{N.m/h.m}^2.\text{K}]$
$k_S$	= condutividade térmica do material da sapata	$[\text{N.m/h.m.K}]$
$k_G$	= condutividade térmica da guarnição da sapata	$[\text{N.m/h.m.K}]$
$\delta_S$	= espessura da sapata	$[\text{m}]$
$\delta_G$	= espessura da guarnição	$[\text{m}]$

Para este caso, o fator de distribuição do calor gerado  $\gamma$  é:

$$\gamma = \frac{q_R}{q_R + q_S} = \frac{1}{1 + \frac{\Sigma R_R}{\Sigma R_S}} \quad [\text{adm}] \quad (3.27)$$

Desenvolvendo-se a expressão (3.27), tem-se:

$$\gamma = \left( 1 + \frac{h_S \cdot k_S \cdot k_G \cdot A_S}{h_R \cdot A_R (k_S \cdot k_G + \delta_S \cdot h_S \cdot k_G + \delta_G \cdot h_S \cdot k_S)} \right)^{-1} \quad [\text{adm}] \quad (3.28)$$

### 3.1.5 Análise da temperatura para frenagens repetidas.

Como ocorre na frenagem de trens de subúrbios e metrô, em operação de serviço normal, a composição parte da estação A e acelera até atingir a velocidade máxima permitida para o trecho, trafega nessa velocidade até se aproximar da próxima estação, quando inicia a frenagem, freia com desaceleração máxima de serviço até a parada total na plataforma da estação B.

Esse é o tipo de operação que propicia o melhor aproveitamento da via e da composição,

sendo que o tempo de percurso (ou rotação na linguagem ferroviária) é função das máximas velocidades permitidas nos trechos (condição da via), das máximas taxas de aceleração e frenagem (propiciada e garantida pelo equipamento) e do tempo de parada nas estações. O objetivo final é diminuir o tempo de viagem para, com um mesmo trem, poder efetuar mais viagens por dia.

Pode-se dizer que em regime normal de trabalho, um trem de subúrbio está sujeito a uma curva de solicitação térmica cíclica quase tipo "dente de serra". Pode-se distinguir nessa curva quatro fases características:

- a primeira ocorre na frenagem, onde ocorre a geração de calor no par de atrito e sua distribuição entre os componentes.
- a segunda, quando a composição está parada na plataforma, onde ocorre a difusão, por condução térmica, do calor gerado no par de atrito para as partes mais interiores da roda e sapata. Ocorre também discreto resfriamento por convecção natural.
- a terceira, a composição começa se movimentar com a maior taxa de aceleração propiciada pelo equipamento, dando início ao processo de resfriamento por convecção forçada, causado pela passagem do ar pelas partes quentes. Esse resfriamento é função da velocidade do trem.
- a quarta, onde a composição trafega na máxima velocidade permitida para o trecho, dando continuidade ao processo significativo de resfriamento por convecção forçada, resfriando todo o conjunto para enfrentar a próxima aplicação de freio.

Na primeira fase ocorre a geração do calor e na terceira fase ocorre a dissipação desse calor gerado para a atmosfera. A temperatura atingida no fim da primeira fase é a determinante para a integridade do par de atrito.

A temperatura alcançada na roda ou disco de freio durante as frenagens repetidas pode ser obtida a partir de uma solução analítica simples, onde a potência de frenagem, os intervalos de

resfriamento e os tempos de aplicação dos freios permanecem inalterados. Sob essas condições, as equações para calcular o aumento da temperatura durante repetidas aplicações podem ser expressa considerando o resfriamento contínuo. Se o tempo de aplicação dos freios for consideravelmente menor que o tempo de resfriamento, o que acontece na prática, o resfriamento concomitante com a frenagem pode ser desconsiderado. Neste caso a temperatura da roda irá crescer uniformemente. Assumindo que a roda seja um sistema fechado, com modelagem concentrada, o aumento médio de temperatura pode ser dado por:

$$\Delta T = \frac{q_0 \cdot t_p}{\rho_R \cdot C_R \cdot V_R} \quad [C] \quad (3.29)$$

Onde:

$q_0$	= potência de frenagem absorvida pela roda	[N.m/h]
$t_p$	= tempo de frenagem até a parada	[h]
$\rho_R$	= massa específica da roda	[kg/m <sup>3</sup> ]
$V_R$	= volume da roda	[m <sup>3</sup> ]
$C_R$	= calor específico da roda	[N.m/kg.K]

### 3.1.6 Análise da temperatura para frenagem contínua.

A frenagem contínua ocorre mais caracteristicamente na operação normal de trens de carga. Na descida de uma serra o trem é submetido a uma força de frenagem com o objetivo de manter sua velocidade aproximadamente constante ao longo de toda a descida da rampa.

A somatória de todas as forças de frenagem dos pares de atrito dá a força de retardamento por atrito atuante sobre o trem,  $F_{Ra}$ . Pode-se dizer que a força de retardamento total atuante sobre um trem de carga é a soma das forças de retardamento individuais de cada veículo que compõem o trem, adicionada da contribuição da força de retardamento propiciada pelo freio dinâmico da locomotiva.

A operação característica de um trem de carga na descida de uma serra é a aplicação de um

determinado valor de pressão de ar comprimido, através da redução de pressão no encanamento geral do trem no início da descida. Esse valor de pressão é ditado pela experiência dos maquinistas, práticos na condução dos trens no trecho. O freio dinâmico é utilizado para controlar a velocidade do trem face às variações na declividade da rampa e da resposta do freio de atrito (pneumático) na manutenção da velocidade do trem. Em regime normal de trabalho, durante a descida de uma serra, um trem de carga está sujeito a uma curva de solicitação térmica quase do tipo "constante". Pode-se distinguir nessa curva duas fases características:

- a primeira, de temperatura crescente, tem início no começo da descida da serra, onde é aplicado o freio pneumático de atrito, que inicia a geração de calor no par de atrito e sua distribuição entre os componentes, até atingir o equilíbrio térmico. Este é função da capacidade térmica das partes do par de atrito e do resfriamento da roda e sapata, por convecção forçada e radiação, que é função da velocidade do trem.
- a segunda, após atingir o equilíbrio térmico, na qual nenhum calor é mais armazenado na roda e sapata, sendo todo o calor adicional produzido dissipado ao meio ambiente por convecção forçada e radiação.

Em ambos os casos, tanto em frenagem repetida como em frenagem contínua de descida de serra, os componentes do par de atrito trocam calor com o meio ambiente também por radiação térmica. No entanto, segundo Kreith (1977) e Santos (1996), abaixo de 200°C essa troca de calor não é significativa. Quando a temperatura ultrapassa esse valor, se torna necessário considerar a contribuição da troca de calor por radiação. Esta pode ser incluída majorando-se o coeficiente de transmissão térmica por convecção, o que facilita os cálculos.

Para o caso da atuação conjunta do freio dinâmico com freio de atrito, deve-se ter o cuidado de considerar somente a contribuição do freio de atrito na variação da energia cinética, para a transformação em calor.

Durante a descida de serra, considerando o resfriamento contínuo durante a frenagem contínua, a temperatura alcançada na roda ou disco de freio será, segundo Limpert (1992):

$$T(t) = \left[ T_i - T_\infty - \frac{q_0}{h_R A_R} \right] \cdot e^{\frac{(-h_R \cdot A_R \cdot t)}{(\rho_R \cdot C_R \cdot V_R)}} + T_\infty + \frac{q_0}{h_R A_R} \quad [K] \quad (3.30)$$

Onde:

$T(t)$	= temperatura no tempo t	[K]
$T_\infty$	= temperatura ambiente	[K]
$T_i$	= temperatura inicial da roda	[K]
$q_0$	= potência de frenagem absorvida pela roda	[N.m/h]
$h_R$	= coeficiente de transmissão de calor	[N.m/h.K.m <sup>2</sup> ]
$A_R$	= superfície externa da roda	[m <sup>2</sup> ]
$e$	= número de Euler	[adm]
$\rho_R$	= massa específica da roda	[kg/m <sup>3</sup> ]
$V_R$	= volume da roda	[m <sup>3</sup> ]
$C_R$	= calor específico do material da roda	[N.m/kg.K]
$t$	= tempo durante o qual o freio é aplicado	[h]

### 3.1.7 Transferência de calor por convecção.

Para o cálculo da temperatura atingida na roda ou disco, são necessárias informações do coeficiente de transmissão de calor por convecção, que varia com a velocidade do veículo. No caso da frenagem repetitiva, é suficiente avaliar o valor do coeficiente de transmissão de calor por convecção a velocidade média, ponderando-se os tempos de aceleração, deslocamento a velocidade constante e frenagem (desprezando-se o tempo parado na estação). Para o caso da descida de serra, considera-se o valor do coeficiente de transmissão de calor por convecção à velocidade constante, sendo esse valor o da velocidade em que o trem desce a serra.

Existem numerosas equações empíricas na literatura para valores dos coeficientes de transmissão de calor por convecção para várias condições de teste e geometrias. LIMPET (1992) afirma os valores dos coeficientes obtidos das equações empíricas disponíveis na literatura



são aproximados. Diferenças de 10 % a 30 % devem ser considerados normais entre os valores mensurados e os calculados utilizando-se as equações disponíveis. Cita também que pode ser obtida a correlação dos valores do coeficiente de transmissão pelo ajuste sucessivo até se alcançar a concordância entre o valor obtido e o calculado.

A análise do coeficiente de convecção pode ser feita através da análise dimensional, pelo produto de números adimensionais elevados a uma potência. A equação (3.31) mostra uma relação típica.

$$Nu = C.Re^m.Pr^n \quad [adm] \quad (3.31)$$

Onde:

Nu	= número de Nusselt	[adm]
C	= constante de transmissão de calor	[N.m/kg.K]
Re	= número de Reynolds	[adm]
Pr	= número de Prandtl	[adm]
m	= parâmetro de transmissão de calor	[adm]
n	= parâmetro de transmissão de calor	[adm]

Os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl podem ser dados pelas equações (3.32) a (3.34).

$$Nu = \frac{h_R L_c}{k_a} \quad [adm] \quad (3.32)$$

$$Re = V \cdot \left( \frac{\rho_a \cdot L_c}{\mu_a} \right) \quad [adm] \quad (3.33)$$

$$Pr = \frac{3600 \cdot c_a \cdot m_a}{k_a} \quad [adm] \quad (3.34)$$

Onde:

$c_a$	= calor específico do ar	[N.m/h.K.m <sup>2</sup> ]
$h_r$	= coeficiente de transmissão de calor por convecção	[N.m/kg.K]
$L_C$	= distância característica	[m]
$k_a$	= condutividade térmica do ar	[N.m/h.K.m]
$V$	= velocidade do veículo	[m/s]
$\rho_a$	= massa específica do ar (temperatura ambiente)	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu_a$	= viscosidade do ar	[kg/m.s]

### 3.1.7.1 Coeficiente de transmissão de calor por convecção para discos de freio.

Dois tipos de discos são encontrados na prática: sólidos e ventilados. O segundo tipo é o de uso mais freqüente em aplicações ferroviárias.

Para disco de freio do tipo sólido ou maciço, o valor do coeficiente de transmissão de calor por convecção, para fluxo laminar, será aproximadamente:

$$h_R = 0,70 \cdot \left( \frac{k_a}{D_d} \right) \cdot Re^{0,55} \quad [N.m/h.K.m^2] \quad (3.35)$$

Onde:

$$D_d = \text{diâmetro externo do disco} \quad [m]$$

Para  $Re > 2,4 \cdot 10^5$ , a característica será a de fluxo turbulento e o coeficiente de transmissão de calor poderá ser expresso por:

$$h_R = 0,04 \cdot \left( \frac{k_a}{D_d} \right) \cdot Re^{0,8} \quad [N.m/h.K.m^2] \quad (3.36)$$

Os discos de freio providos de aletas possuem auto ventilação forçada, de configuração

semelhante a uma bomba centrífuga. O valor do coeficiente de transmissão de calor por convecção em geral é aproximadamente o dobro do valor apresentado para discos de freio sólidos. A eficiência de resfriamento associada às aletas intermediárias diminui ligeiramente para altas velocidades, devido ao fenômeno da pressão de estagnação do ar. Para fim de estimativa, a equação (3.37) pode ser utilizada para se obter o valor do coeficiente de transmissão de calor na região interna as palhetas do disco de freio.

$$h_R = 0,023 \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{l} \right)^{0,67} \right] \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left( \frac{k_a}{d_h} \right) [N.m/h.K.m^2] \quad (3.37)$$

Nessa equação, o número de Reynolds pode ser calculado por:

$$Re = \left( \frac{\rho_a \cdot d_h}{\mu_a} \right) \cdot V_{med} \quad [adm] \quad (3.38)$$

Nas equações (3.37) e (3.38) as variáveis ainda não definidas são:

$d_h$	= diâmetro hidráulico	[m]
$l$	= comprimento da aleta	[m]
$V_{med}$	= velocidade média	[m/s]
$\mu_a$	= viscosidade do ar	[kg/m.s]

A equação (3.37) é válida para  **$Re > 10^4$** , ou seja fluxo de ar turbulento.

O diâmetro hidráulico é definido como:

$$d_h = 4 \cdot \left( \frac{\text{area\_de\_passagem\_do\_fluxo}}{\text{perimetro\_que\_delimita\_a\_area}} \right) \quad [m] \quad (3.39)$$

Para aletas de seção variável, o diâmetro hidráulico é tomado levando-se em conta o valor médio entre as seções de entrada e saída do fluxo na aleta. A velocidade a ser considerada para o número de Reynolds é a de passagem do ar no interior da aleta e não a do trem. Essa velocidade média de passagem no interior da aleta pode ser obtida de:

$$V_m = \frac{(V_e + V_s)}{2} \quad [\text{m/s}] \quad (3.40)$$

As variáveis  $V_e$  e  $V_s$  são definidas por:

$$V_e = 0,0158.n_T.\sqrt{D^2 - d^2} \quad [\text{m/s}] \quad (3.41)$$

e

$$V_s = V_e \cdot \left( \frac{A_e}{A_s} \right) \quad [\text{m/s}] \quad (3.42)$$

Nas equações (3.40) a (3.42), as variáveis são:

$V_m$	= velocidade media do ar no interior da aleta	[m]
$V_e$	= velocidade do ar na entrada da aleta	[m]
$V_s$	= velocidade do ar na saída da aleta	[m]
$D$	= diâmetro externo da aleta	[m]
$n_t$	= rotação do disco	[min <sup>-1</sup> ]
$d$	= diâmetro interno da aleta	[m]
$A_e$	= área de entrada de ar na aleta	[m <sup>2</sup> ]
$A_s$	= área de saída do ar na aleta	[m <sup>2</sup> ]

O fluxo de ar que atravessa a aleta será:

$$m_a = 0,00147.n_T.\sqrt{(D^2 - d^2)}.A_e \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.43)$$

Para baixos valores de velocidade (**Re<10<sup>4</sup>**) existe fluxo laminar de ar no interior das aletas e o coeficiente de transmissão de calor por convecção pode ser considerado aproximadamente como:

$$h_R = 1.86.(Re.Pr)^{0,33} \cdot \left(\frac{d_h}{l}\right)^{0,33} \cdot \left(\frac{k_a}{d_h}\right) \quad [N.m/h.K.m^2] \quad (3.44)$$

No caso do disco de freio ferroviário, em que as superfícies de atrito são expostas ao ar, obtemos o valor total do coeficiente de transmissão de calor por convecção, adicionando-se ao valor do coeficiente para disco aletado o valor do coeficiente para disco sólido, no regime laminar ou turbulento, conforme for o caso.

### **3.1.7.2 Coeficiente de transmissão de calor por convecção para rodas**

Segundo SANTOS (1996), a troca de calor por convecção em uma roda ferroviária é um problema bidimensional. Esta troca se dá em três superfícies, na superfície de atrito onde atua a sapata de freio e nas duas superfícies laterais da alma e do aro da roda.

O calor gerado é mais significativamente concentrado na região do aro da roda. É a região que alcança as maiores temperaturas devido a sua grande capacidade térmica, estando ali concentrada cerca de 80% da massa da roda. Por consequência, é nessa região também onde ocorre a maior troca de calor para o meio ambiente.

Para estimar o valor do coeficiente de convecção, SANTOS (1997), efetuou simplificações na geometria das superfícies externas da roda. Devido à semelhança, a roda foi modelada como sendo a composição de dois discos laterais e um cilindro. O resultado mostrou um processo basicamente controlado por condução. Utilizando um coeficiente global de transmissão de calor de  $25W/m^2.^{\circ}C$  (radiação mais convecção), Santos mostrou que existe concordância adequada para valores calculados de temperatura quando se utilizam apenas 80 % do calor gerado para o aquecimento da roda. Isso significa que aproximadamente 20 % se perdem antes de aquecer a roda, para a sapata e para o meio ambiente.

### **3.1.8 Coeficiente de transmissão de calor por radiação.**

A princípio a troca de calor por radiação térmica não é significativa, até que sejam atingidos altos valores de temperaturas. O coeficiente de transmissão de calor por radiação pode

ser expresso por (LIMPERT, 1992):

$$h_{R,rad} = \frac{\sigma \cdot \epsilon_R \cdot (T_R^4 - T_a^4)}{T_R - T_a} \quad [N.m/h.K.m^2] \quad (3.45)$$

Onde:

$h_{R,rad}$  = coeficiente de transmissão de calor por irradiação térmica  $[N.m/h.K.m^2]$

$T_R$  = temperatura do disco  $[K]$

$T_a$  = temperatura ambiente  $[K]$

$\epsilon_R$  = emissividade da superfície  $[adm]$

$\sigma$  = constante de Stefan-Boltzmann =  $3,56.10^{-5}$   $[N.m/m^2.K]$

Conforme citado em SANTOS (1996), o valor da emissividade da superfície da roda sobre a qual a sapata de freio atua pode ser aproximado pelo valor do coeficiente de emissividade térmica do aço carbono polido, que segundo HOTTEL (in KERN, 1980) apresenta o valor aproximado de 0,28, à temperatura ambiente.

As outras superfícies da roda onde a sapata não atua, mais especificamente as superfícies laterais, podem ser considerada como superfície oxidada, apresentando o valor do coeficiente de emissividade térmica da superfície entre 0,7 e 0,8. Se for considerado, além da oxidação, um acabamento superficial com maior rugosidade, como por exemplo uma roda com bastante uso já agredida pelo meio ambiente ou ainda uma roda de fabricação fundida, esse coeficiente de emissividade da superfície pode apresentar valores próximos a 0,95. Esses valores são confirmados por Incropera (INCROPERA e DEWITT, 1992).

Limpert (1992), utiliza como valor de  $\epsilon_R = 0,55$  como valor típico para as superfícies usinadas dos discos de freio construídos em ferro fundido, que é um valor muito próximo ao utilizado por SANTOS nos ensaios realizados com rodas de aço com superfície polida ( $\epsilon_R = 0,5$ ).

### **3.2 Modelagem numérica utilizando o método dos Elementos Finitos.**

A fim de verificar a magnitude das temperaturas nas rodas e, particularmente, nos discos sob condições de frenagem semelhantes, foram realizadas simulações numéricas das condições testadas. Essas simulações permitirão avaliar se são esperadas temperaturas muito elevadas quando freios a discos forem utilizados na parada de um veículo ferroviário na mesma distância que para veículos com freios de sapata.

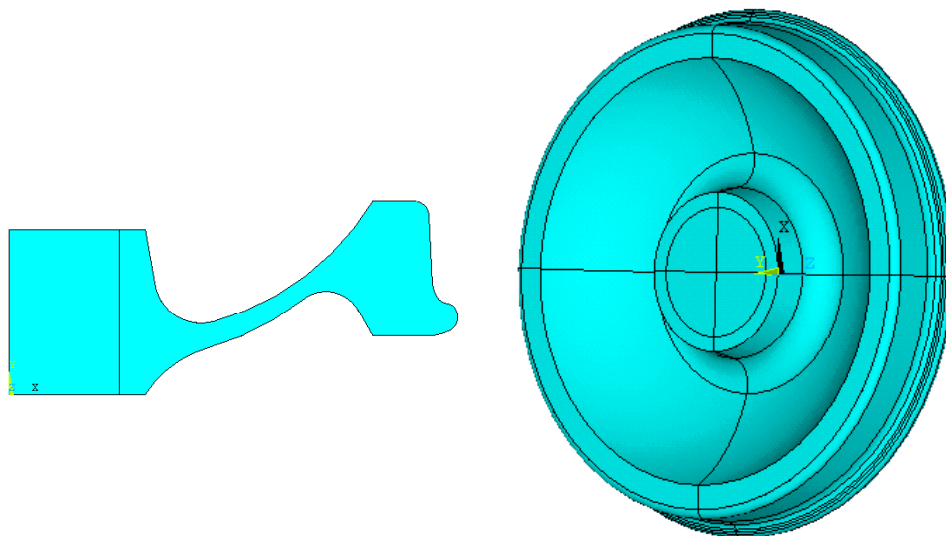
Na análise do problema, valem as mesmas condições de contorno utilizadas para o modelo analítico, tanto para convecção como para radiação.

#### **3.2.1 Definição do Método Numérico.**

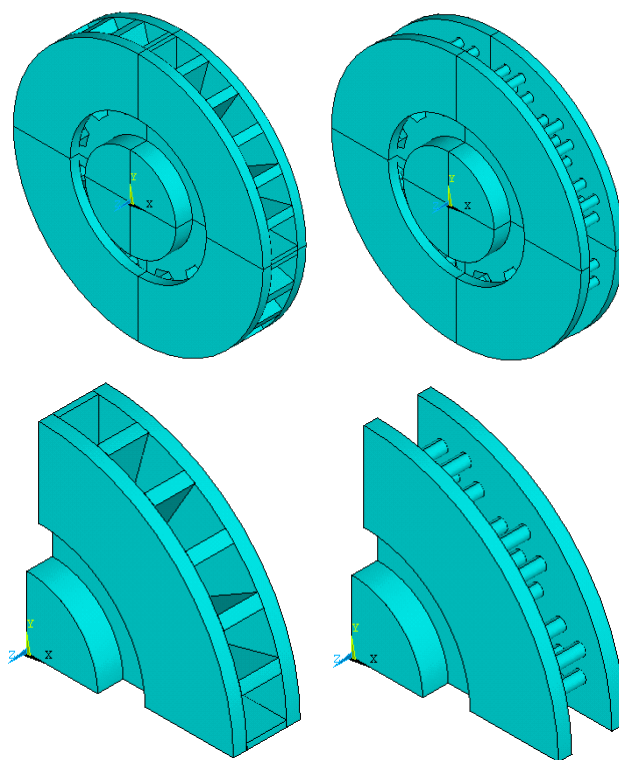
Será utilizado o Método dos Elementos Finitos – MEF, devido à familiaridade do grupo de pesquisa onde este projeto está inserido e pelo fato de que pode ser utilizado com excelente precisão, embora não otimizando o uso computacional, para o cálculo de temperaturas. Outros métodos, como o das diferenças finitas e dos elementos de contorno, têm sido escolhidos para a avaliação de problemas de potencial, como é o caso da distribuição de temperaturas em sólidos, devido a sua simplicidade e baixa utilização de recursos computacionais. No entanto, para a finalidade a que se destina, o MEF é mais do que adequado e será utilizado.

O programa utilizado será o programa Ansys, v. 6.0, disponível na FEM – UNICAMP e que representa o estado da arte no cálculo utilizando o MEF. Para o desenho dos elementos serão utilizados programas convencionais, como o Autocad, para a roda, e o Pro-Engineer, para o disco. A razão para a utilização de programas diferentes é que a roda pode ser modelada pela sua secção transversal, já que o problema de aquecimento é axissimétrico, isto é, as temperaturas serão modeladas supondo que se distribuem da mesma forma em qualquer secção radial, em torno de seu eixo central. Já no caso do disco, as aletas introduzem assimetria e é necessário desenhar o conjunto sólido. Nesse caso, é mais fácil utilizar um programa que faça o modelo sólido do que tentar fazê-lo no Ansys, cujos recursos de pré-processamento são limitados.

A figura 3. 1 mostra o modelo da roda de 914,4 mm (36 pol.) utilizada. Essa é a mesma roda que está sendo testada nos ensaios descritos no capítulo 4. A figura 3.1 mostra o modelo do disco e, no detalhe, a secção que será avaliada para simplificar o modelo.



**Figura 3. 1:** - Modelo utilizado para a distribuição das temperaturas na roda.



**Figura 3. 2:** - Modelo utilizado para a distribuição das temperaturas nos discos.

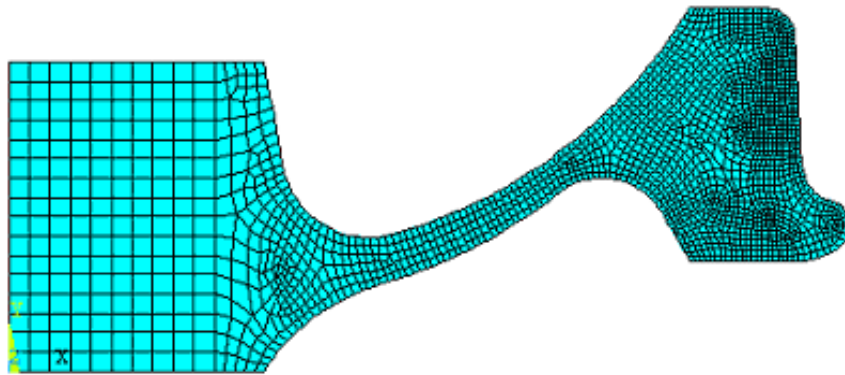


### 3.2.2 Definição do Elemento.

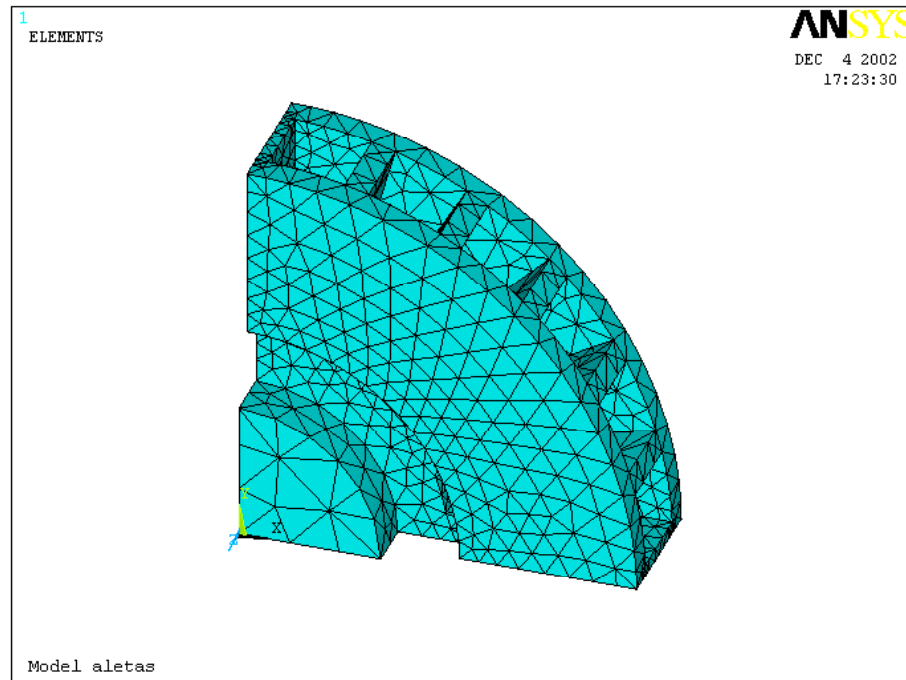
Uma vez importados os desenhos para o Ansys, para ambos os casos, foram definidos os elementos adequados. Para o caso da roda, o elemento escolhido foi o PLANE 55, com 4 nós por elemento e um grau de liberdade, já que o problema vai ser suposto com simetria. Assim, um elemento plano que tenha a opção de ser considerado axissimétrico é a melhor opção. Para o disco, foi escolhido o elemento sólido SOLID 90. Estes elementos têm 10 nós e um grau de liberdade.

### 3.2.3 Malha Utilizada.

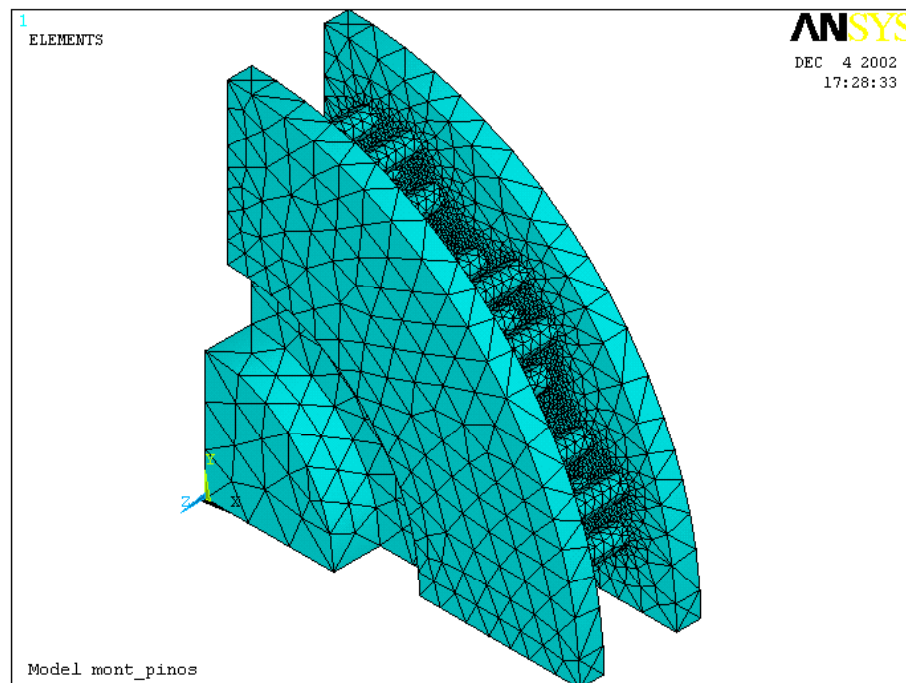
A figura 3.3 mostra a malha utilizada para a roda e a figura 3.4 mostra a malha para os discos. Para a roda, foram utilizados 1982 elementos. Para o disco com aletas retangulares, figura 3.5.a, foram utilizados 7190 elementos e para o disco com aletas tipo pinos foram utilizados 23213 elementos.



**Figura 3.3:** - Malha utilizada para a distribuição de temperaturas em rodas.



a) Modelo de disco com aletas retangulares



b) Modelo de disco com aletas tipo pinos

**Figura 3. 4:** - Malha utilizada para a distribuição de temperaturas em discos.

### 3.2.4 Condições de Carregamento e Contorno.

O freio utilizado para vagões de carga deve ser capaz de pará-los em distâncias definidas pela norma descrita no item 2.9.2.a. Considerando: que o coeficiente de atrito ( $\mu$ ) mínimo é dado pela referida norma em 0,3 para sapatas de vagões de carga (alto atrito); que a força normal ( $F_N$ ) para a parada assume dois valores, 14746 N e 26983 N; que a velocidade inicial  $V_i$  varia de 32 km/h a 128 km/h, a potência de frenagem pode ser dada por:

$$Pot = \mu.F_N.V \quad [W] \quad (3.46)$$

Supondo que o coeficiente de atrito se mantenha constante ao longo de toda a frenagem, no valor mínimo, a potência de frenagem variará linearmente entre o valor descrito na tabela 3.1, para cada valor de velocidade e força normal, até zero.

**Tabela 3.1:** Potência de Frenagem Máxima (W), estimada para  $\mu = 0,3$  segundo a Norma AAR M-926.

	Velocidade Inicial (km/h)			
Força Normal	32	64	96	128
14746 N	39323	78645	117968	157291
26983 N	71955	143909	215864	287819

O tempo para que o veículo freie de tal velocidade até zero permite calcular a distância até a parada. Esse tempo pode ser obtido a partir da força que desacelera o veículo ( $F_{at}$ ) e seu peso. A força  $F_{at}$  é o produto de  $F_N$  pelo coeficiente de atrito. Se este é constante, a força é constante e, já que a carga é constante, a desaceleração também não varia. Esta é a razão entre a força de atrito e a massa do veículo. A primeira assume dois valores, 4424 N e 8095 N, por roda. A massa por roda é 14900 kg, conforme BD 01. Portanto, a desaceleração será  $0,297 \text{ m/s}^2$  e  $0,543 \text{ m/s}^2$ . A tabela 3.2 mostra os valores dos tempos de parada para cada condição de ensaio.

**Tabela 3.2:** - Tempo de Parada (s), estimado para  $\mu = 0,3$   
segundo a Norma AAR M-926.

	Velocidade Inicial (km/h)			
Força Normal	32	64	96	128
14746 N	29,9	59,9	89,8	119,7
26983 N	16,4	32,7	49,1	65,5

A distância de parada para as mesmas condições pode ser calculada pela área sob a curva velocidade versus tempo. Nesse caso é o produto da velocidade média pelo tempo de parada. A velocidade média, para desaceleração constante, é a metade da velocidade inicial. A tabela 3.3 mostra as distâncias de parada previstas.

**Tabela 3. 3:** - Distâncias de Parada (m), estimada para  $\mu = 0,3$   
segundo a Norma AAR M-926.

	Velocidade Inicial (km/h)			
Força Normal	32	64	96	128
14746 N	133	532	1197	2128
26983 N	73	291	655	1165

A simulação foi realizada com aquecimento tanto da roda como do disco nas mesmas condições. Na realidade, o que se pretende é definir as temperaturas máximas para que ambos os sistemas causem o mesmo efeito sobre o veículo. Assim, tanto a roda como o disco serão submetidos a uma potência de frenagem que varia do valor descrito na tabela 3.1 até zero, no tempo descrito na tabela 3.2. Com isso será possível obter as temperaturas máximas em cada sistema em condições semelhantes de carga.

Com a finalidade de se explorar a dependência da temperatura com o coeficiente de atrito através do método numérico, foram também efetuadas simulações utilizando-se o valor do

coeficiente de atrito  $\mu = 0,5$ , para as velocidades de 128 e 96 km/h, em frenagem pesada, uma vez que foram encontrados valores superiores a  $\mu = 0,3$  em ensaios anteriormente realizados no BD.

**Tabela 3.4:** Potência de Frenagem Máxima (W), estimada para  $\mu = 0,5$  segundo a Norma AAR M-926.

	Velocidade Inicial (km/h)	
Força Normal	96	128
26983 N	359773	479698

Para o valor de  $\mu = 0,5$ , a desaceleração máxima é  $0,905 \text{ m/s}^2$ , a tabela abaixo mostra o tempo de parada correspondente.

**Tabela 3.5:** - Tempo de Parada (s), estimado para  $\mu = 0,5$  segundo a Norma AAR M-926.

	Velocidade Inicial (km/h)	
Força Normal	96	128
26983 N	29,5	39,3

Para a roda será utilizada a condição definida por Santos (1996), que é de que apenas 80 % da potência de frenagem vai para a roda, os outros 20% vão para a sapata e meio ambiente, quando o coeficiente global de transferência de calor é  $25 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ . Para o disco, serão utilizadas conservadoramente as mesmas condições que as utilizadas para roda.

São as seguintes as propriedades dos materiais da roda e dos discos:

para a da roda:

Condutividade Térmica	= k Roda	= $48,27 - 0,0187.t$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	[W/m. $^{\circ}\text{C}$ ]
Calor Específico	= c Roda	= $434,00 + 0,391.t$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	[J/kg. $^{\circ}\text{C}$ ]
Densidade	= dens.Roda	= 7833,4	[kg/m <sup>3</sup> ]

para o disco:

Condutividade Térmica	= k.disco	= 45	[W/m. $^{\circ}\text{C}$ ]
Calor Específico	= c.disco	= 460	[J/kg. $^{\circ}\text{C}$ ]
Densidade	= dens.disco	= 7850	[kg/m <sup>3</sup> ]

## **Capítulo 4**

### **Análise Experimental**

Para a análise experimental foram efetuados diversos ensaios no Banco Dinamométrico do DPM/FEM. Neste capítulo são expostas as condições sob as quais os ensaios foram efetuados, para a comparação dos dois modos básicos abordados de aplicação da força de frenagem: disco-sapatilha e sapata-roda. As limitações para os valores de velocidades iniciais e inércias equivalentes adotadas para os ensaios do par de atrito sapatilha-disco foram os mesmos valores indicados na Norma AAR M-926, da AAR, para par de atrito sapata-roda.

Com o objetivo de reproduzir a mesma situação operacional, esteja a composição dotada de freio tipo sapata-roda ou sapatilha-disco, para cada valor de velocidade inicial obteve-se o valor da desaceleração média e conseqüente distância de parada. Obteve-se então dados de frenagem que permitem fazer a comparação do comportamento dos dois tipos de freio de atrito.

Foi feita a opção de reproduzir os mesmos valores de desaceleração média encontrados para sapata-roda nos ensaios realizados segundo a Norma AAR para o conjunto sapatilha-disco, pois a Norma não faz distinção entre uma sapata para utilização em trem de carga ou de passageiros, seja de Minério, Longo Percurso, Subúrbio ou METRÔ. Em suma uma sapata que passa nos testes AAR estaria apta à ser utilizada em qualquer veículo ferroviário que utilize freio do tipo sapata-roda, desde que seja alto coeficiente de atrito.

#### **4.1 Descrição do Banco Dinamométrico.**

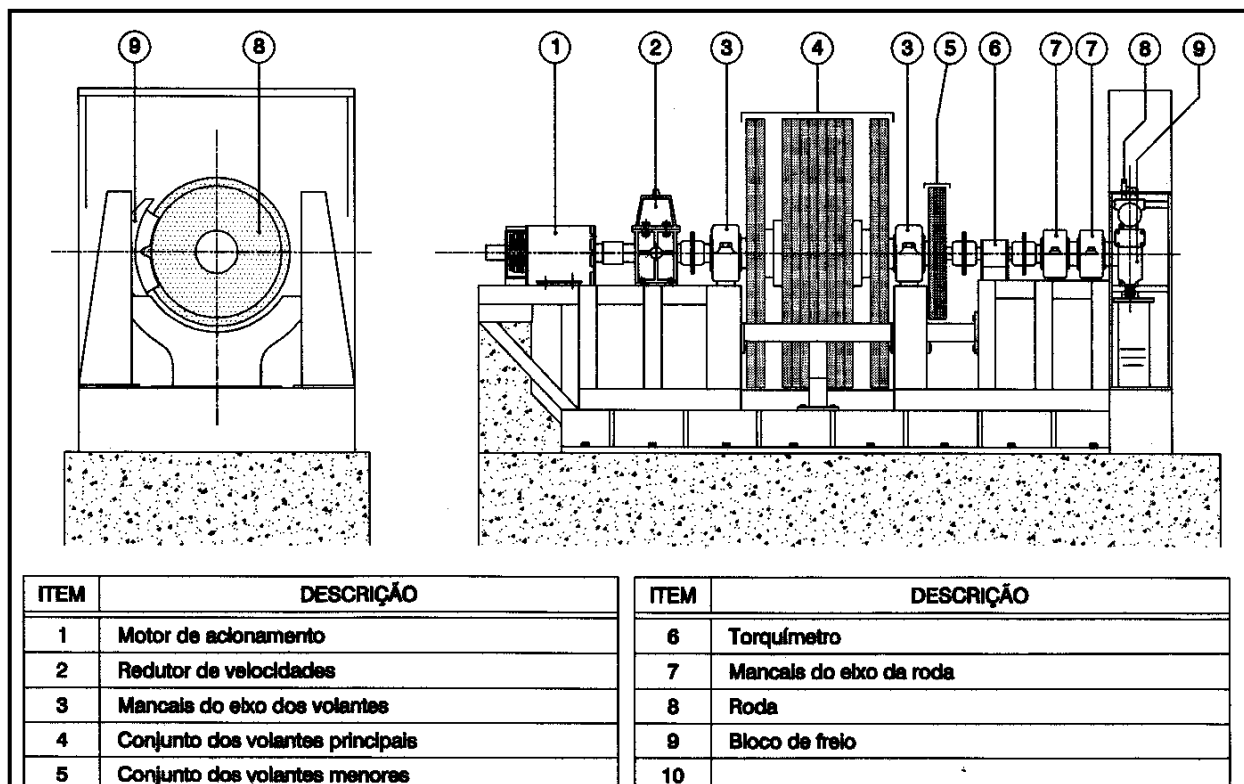
Os ensaios deste trabalho foram realizados no Banco Dinamométrico do DPM/FEM, que foi construído em convênio com as operadoras ferroviárias FEPASA (Ferrovias Paulistas S.A.), CVRD (Companhia Vale do Rio Doce) e RFFSA (Rede Ferroviária Federal S.A), para efetuar testes de desempenho e durabilidade nas sapatas de freio seguindo o procedimento Normalizado pela AAR (Association of American Railroads). É o único na América Latina capaz de realizar o ensaio Normalizado AAR em sua totalidade.

O Banco Dinamométrico é constituído, conforme figura 4.1, por uma estrutura fabricada em perfil metálico estrutural, fixada em uma base de concreto armado de aproximadamente 2,0 m por 5,0 m por 1,5m de altura, para suportar as forças originadas durante os ensaios de frenagem. É constituído de um eixo horizontal sobre o qual estão dois conjuntos de discos de inércia, sendo o principal constituído de doze discos de 870,5 kg de massa, traduzindo-se em valor de Inércia equivalente de  $343,6 \text{ kg.m}^2$  para cada disco, e o conjunto secundário constituído de seis discos menores para ajuste fino, sendo um médio e cinco pequenos, o médio com 444,6 kg de massa, traduzindo-se em valor de Inércia equivalente de  $89,64 \text{ kg.m}^2$  e os pequenos com 247,0 kg de massa, traduzindo-se em valor de Inércia equivalente de  $49,8 \text{ kg.m}^2$  para cada disco.

Numa extremidade está presa uma roda ferroviária sobre a qual atua uma sapata de freio (ou disco sobre o qual atuam as sapatilhas de freio), simulando dessa forma a frenagem de um veículo ferroviário de até 135 t de peso bruto, (33,75 t/eixo), de acordo com os discos de inércia acoplados. Intercalado entre a roda e o conjunto das inércias está instalado o torquímetro para a medida da força de retardamento ou força de atrito.

Esse conjunto é acionado por um motor elétrico de CC, através de um redutor com relações de transmissão 3:1 e 9:1, sendo capaz de alcançar a velocidade equivalente a 128 km/h, na superfície da roda, conforme prescrito nos ensaios AAR. Para a execução dos ensaios referentes a disco de freio, foi instalado no local da roda um disco de freio ferroviário fabricado pela KNORR. Foram efetuadas as medições correspondentes aos valores calculados procurando manter as mesmas distâncias de parada quer seja para sapata-roda ou para sapatilha-disco.





**Figura 4.1:** – Banco Dinamométrico – BD, do LAFER.

O ensaio completo de sapata de freio, prescrito no procedimento LAFER BD-01, baseado na Norma AAR, compreende os seguintes passos, conforme o item 2 7.2 a:

- Assentamento
- Rampa Leve
- Rampa Pesada
- Parada Leve
- Parada Pesada
- Atrito Estático

Para o ensaio equivalente no freio a disco-sapatilha manteve-se a mesma seqüência de parada do ensaio AAR para roda-sapata, porém aplicando-se uma pressão de ar ao cilindro de freio da pinça para obter a mesma distância de parada (mesma desaceleração) encontrada quando da realização do teste no sistema sapata-roda. A seqüência de testes para frenagem a velocidade constante, conhecido como descida de serra não foi realizada.

## 4.2 Sistema de Aquisição de Dados

O LAFER, Laboratório Ferroviário, possui um microcomputador dotado de uma placa de aquisição de dados da NI (National Instruments), tipo NI-PCI 6024 E, com 8 bits de resolução, 8 canais de entrada de dados e 02 canais de comando. Essa placa é controlada por um programa, elaborado sobre a plataforma denominada LabView, também desenvolvida pela NI, capaz de efetuar os comandos de aplicação e alívio do freio, selecionar a taxa de aquisição e efetuar a aquisição dos sinais correspondentes aos dados do ensaio em andamento. Esse programa possui as ferramentas matemáticas necessárias para efetuar cálculos com os dados coletados e apresenta os resultados em forma de arquivo texto. Para o valor dos tempos envolvido nos cálculos, o programa utiliza a contagem de tempo interna do próprio microcomputador.

A placa está conectada de modo a fazer a aquisição dos sinais correspondentes as variáveis conforme segue:

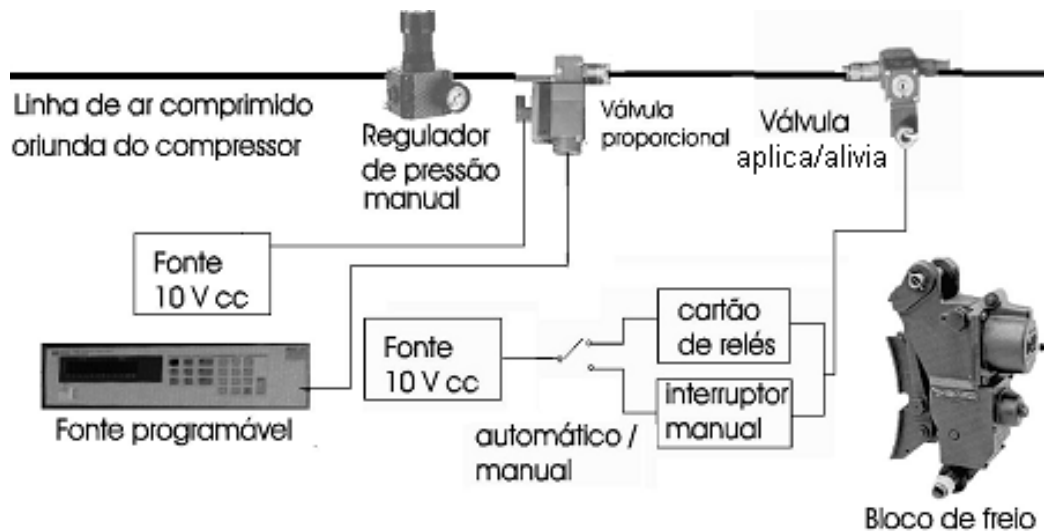
- Temperatura, através do canal 01,
- Força de Atrito, pelo canal 0,
- Força Normal a superfície de atrito, pelo canal 02,
- Rotação ou Velocidade, pelo canal 04.

A aplicação da força normal a superfície de atrito é feita através da pressão do ar comprimido suprido ao cilindro de freio. Esta pressão é controlada por uma válvula proporcional, operada eletricamente, onde o valor da pressão do ar suprido é proporcional à tensão elétrica aplicada aos terminais da parte de controle. A válvula proporcional é do tipo XYZ, do fabricante XYZ, para pressão máxima de 6 bar, sendo alimentada a sua parte de controle com tensão através da fonte de tensão Hewlett-Packard, modelo HP 6632. A figura 4.2 mostra o esquema que também é utilizado com sapatilha e disco, apenas substituindo o bloco de freio.

O valor da Força Normal atuante é conhecido por meio de uma Célula de Carga calibrada, introduzida diretamente entre a roda e a contra-sapata de freio, ou entre as sapatilhas da pinça, durante calibração prévia. Como essa pressão permanece constante durante cada corrida de ensaio, a regulação do valor da pressão do ar comprimido é efetuada pela regulação da tensão

de alimentação da válvula proporcional, diretamente pelo executor do ensaio.

Está inserido no circuito pneumático uma válvula interruptora que é comandada pelo programa LabView. Essa válvula é aberta no início de cada corrida de ensaio, permitindo a passagem do ar comprimido para o cilindro de freio e dando início à contagem do tempo e à aquisição dos dados. Serve também para aliviar o freio ao final do ensaio ou frenagem



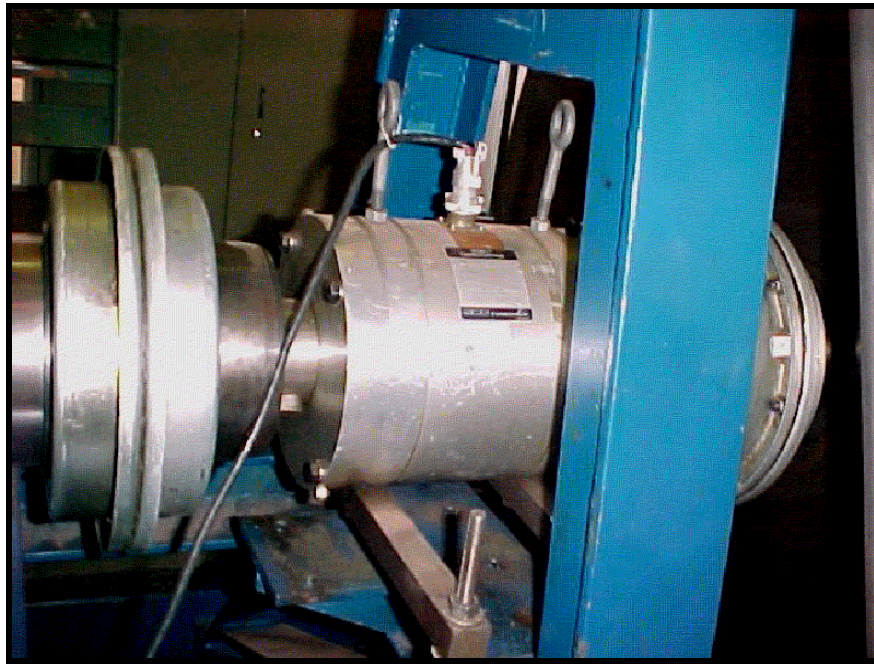
**Figura 4.2:** - Diagrama esquemático do sistema de alimentação de ar comprimido.

A força normal também pode ser medida através de um transdutor de pressão, que sente a pressão existente no cilindro do bloco de freio ou no cilindro da pinça de freio. Devido a extrema linearidade entre tensão de excitação da válvula proporcional e o valor obtido desse transdutor, mostrado na figura 4.3, este último só é utilizado para checagem eventual.



**Figura 4.3:** – Transdutor para monitoramento da pressão no cilindro de freio.

Para a medida da força de atrito é utilizado um torquímetro instalado no Banco Dinamométrico, intercalado entre o eixo do conjunto das inércias e o eixo da roda (ou disco de freio). O torquímetro é do tipo MCRT 8-02TA, com extensômetros e transmissão por radiofrequência, da S. Himmelstein & Co., com capacidade para 50000 lb.pol (5649,24 N.m). O sinal proveniente do torquímetro, mostrado na figura 4.4, passa pelo condicionador de sinais de frequência modulada da Phillips, modelo PR-9308, em 3,5 kHz, condicionando o sinal para uma faixa da tensão de saída de 0 a 1 V, linearmente proporcional ao valor do torque.



**Figura 4.4:** – Torquímetro Himmelstein modelo MCRT 8-02TA.

O torquímetro é calibrado através da comparação entre o valor da tensão que gera e a força efetuada pela talha do pórtico do LAFER, atuando sobre a célula de carga calibrada, conectada a um braço de alavanca de raio conhecido. A força é aplicada estando a roda (ou disco) travada. Para cada valor de força lido, é calculado o torque aplicado e comparado à tensão de saída do condicionador PR-9308. O torquímetro também é dotado internamente de um sensor capaz de medir a rotação, que é utilizado na calibração do Sistema de Medição de Velocidade.

A temperatura da pista de rolamento da roda ou da face de frenagem do disco é medida através de um termopar deslizante de contato, do tipo K (alumel-cromel), produzindo um sinal

elétrico de tensão, condicionado e filtrado através do condicionador de sinais de temperatura da Sensotec, modelo AS-TC, e daí conectado ao canal 01 da placa de aquisição de dados. A figura 4.5 mostra a lâmina e o termopar soldado em sua parte inferior, colocada na posição de medição.



**Figura 4.5:** – Termopar deslizante.

A rotação de todo o conjunto é medida através de um tacogerador Weg, modelo Dínamo Taquimétrico 1R/20, gerando 0,2 volt /rpm., acoplado ao motor elétrico de acionamento do banco dinamométrico (figura 4.6). O tacogerador mede o triplo da rotação da roda ou do disco devido a relação de transmissão do redutor, de 3:1.



**Figura 4.6:** – Tacogerador Weg, modelo Dínamo Taquimétrico 1R/20.

Os sinais correspondentes ao torque, pressão, temperatura e rotação passam pelo bloco de conexão de sinais tipo XYZ a fim de conectá-los à placa.

#### **4.2.1 Detalhamento do Sistema de Medição da Força Normal - SMFN.**

Para se obter o valor da Força Normal atuante sobre o par de atrito, o que nos permitirá calcular o valor do coeficiente de atrito e a sua variação e dependência dos demais parâmetros, é necessário que a medida do valor da Força Normal seja conhecida durante o decorrer de todo o ensaio. O procedimento para a medida da Força Normal é baseado na medida do valor da tensão elétrica aplicada na parte de controle da válvula pneumática proporcional. A função da válvula proporcional é de manter o valor da pressão existente no interior do cilindro de freio constante, independente da pressão suprida pela tubulação de alimentação de ar comprimido. Isso permite que a força de frenagem seja definida pelo ajuste da tensão suprida pela fonte de alimentação à válvula pneumática proporcional, o que é feito manualmente pelo operador antes do início dos ensaios.

A pressão de alimentação de ar comprimido deve ser superior ao valor da pressão necessária ao ensaio. O valor da pressão disponível na linha de alimentação do LAFER é de aproximadamente 6 bar ( $\text{kgf/cm}^2$ ), e a pressão necessária aos ensaios, não excede a 5 bar ( $\text{kgf/cm}^2$ ), permitindo o controle necessário adequado.

O valor da tensão aplicada na parte de controle da válvula pneumática proporcional controla diretamente o valor da pressão pneumática que irá existir no interior do cilindro de freio. Essa pressão existente atua sobre o pistão que se desloca no interior do cilindro produzindo a Força Normal da sapata de freio sobre a superfície de rolamento da roda ou de forma análoga das sapatilhas sobre as superfícies laterais do disco de freio.

Durante o procedimento de calibração é obtida a equação de calibração, que é incluída no "Programa de Aquisição de Dados" dos ensaios, relacionando a tensão de controle aplicada na válvula pneumática proporcional e a Força Normal atuante, sendo esses valores obtidos utilizados no cálculo do coeficiente de atrito.

O SMFN é composto dos seguintes equipamentos:

- a) Fonte de tensão Hewlett-Packard modelo HP 6632A, para suprir a tensão de controle para a válvula pneumática proporcional, mostrada na figura 4.7.
- b) Válvula Eletro-Pneumática de Controle Proporcional, Rexroth, modelo CE 561,
- c) Placa de Aquisição de Dados, National Instruments, modelo PCI 6024E, instalada internamente ao microcomputador do LAFER.
- d) Módulo de Conexão de Sinais, National Instruments, modelo SCB68, que é a interface externa da placa de aquisição de dados, conectado a esta através de um cabo multivias.
- e) Cabos para interligação entre o Módulo de Conexão de Sinais e a saída da fonte de tensão.
- f) Multímetro Digital Minipa, modelo. Et 2070, calibrado externamente ao LAFER.



**Figura 4.7:** - Fonte de Tensão HP 6632A

#### **4.2.2 Detalhamento do Sistema de Medição de Temperaturas – SMT.**

Para obter o valor da temperatura presente na superfície de atrito, sua variação, dependência e influência nos demais parâmetros durante o ensaio, é necessária a medição do valor da temperatura durante o decorrer de todo o ensaio. Os ensaios normalizados e o Procedimento de Ensaio BD-1 do LAFER especificam a medição da temperatura na superfície de rolamento da roda. A forma sugerida de medição é a que faz uso de um termopar preso a uma das faces de uma lâmina ou fita, garantindo que a outra face esteja em contato com a superfície de rolamento da roda durante o ensaio. No caso de freios a disco, o mesmo procedimento de



medição de temperatura foi adotado, porém a lâmina do termopar fica em contacto com a superfície de atrito do disco de freio, na linha do diâmetro médio da superfície lateral do disco. A monitoração serve também para garantir que a temperatura nessas regiões não atinjam valores acima dos recomendados pelas normas, o que poderia comprometer a integridade do par de atrito.

O procedimento para a medida da temperatura na superfície de atrito da roda é baseado na medida do valor da tensão elétrica gerada por um termopar montado numa fita de aço, medida na saída do Condicionador de Temperaturas AS-TC, através do Sistema de Aquisição de Dados do LAFER. Durante o procedimento de calibração é obtida a equação de calibração, que é incluída no "Programa de Aquisição de Dados" dos ensaios, que irá registrar o comportamento da Temperatura durante todo o ensaio.

O SMT é composto dos seguintes equipamentos:

- a) Termopar tipo K, fixado sobre uma lamina de aço de suporte, conforme figura 4.5,
- b) Condicionador de Temperaturas SA, com os canais SA-TC, mostrado na figura 4.8,
- c) Módulo de filtragem SA-AF
- d) Placa de Aquisição de Dados, National Instruments, modelo PCI 6024E, instalada internamente ao microcomputador do LAFER, mostrado na figura 4.9.
- e) Módulo de Conexão de Sinais, National Instruments, modelo SCB68, que é a interface externa da placa de aquisição de dados,
- f) Cabos para interligação entre o módulo de conexão de sinais e a saída do condicionador.



**Figura 4.8:** - Condicionador de Sinais SA-S com módulo Temperatura SA-TC e filtro AS-AF.





**Figura 4.9:** - Microcomputador Pentium I - 166 MHz.

#### **4.2.3 Detalhamento do Sistema de Medição do Torque - SMTQ**

Para obter os valores do coeficiente de atrito, sua variação, dependência e a influência dos demais parâmetros durante o ensaio, é necessária a medida do valor do torque durante todo o ensaio. Esse torque, através do diâmetro da roda, permite o cálculo da força de atrito. O valor do torque instantâneo, produzido pela frenagem do conjunto dos discos de inércia, dividido pelo raio da roda dá o valor da força de atrito. De forma análoga, para o conjunto disco-sapatilha, o valor do torque dividido pelo raio médio de atuação da sapatilha sobre o disco de freio também dá o valor da força de atrito. Nesse caso a força sobre cada sapatilha gera metade da força obtida com o torque.

Foi utilizada uma roda tipo 36", nos ensaios realizados no BD do LAFER, tendo o raio a dimensão de 247 mm. após a usinagem para remoção da conicidade.

Durante o procedimento de calibração, é obtida a equação de calibração que é incluída no "Programa de Aquisição de Dados" dos ensaios, relacionando a tensão elétrica produzida pelo torquímetro e a força de atrito atuante.

O SMTQ, é composto dos seguintes equipamentos:

- a) Torquímetro Himmelstein, modelo MCRT 8-02TA, acionado por acoplamento em radiofrequência, com tensão alternada de 3,5 kHz, mostrado na figura 4.4.
- b) Condicionador de sinais Phillips, modelo PR 9308, utilizado na linearização e amplificação dos sinais de tensão medidos nos extensômetros do torquímetro, mostrado na figura 4.10.
- c) Placa de Aquisição de Dados, National Instruments, modelo PCI 6024E, instalada internamente ao microcomputador do LAFER.
- d) Módulo de Conexão de Sinais, National Instruments, modelo SCB68, que é a interface externa da placa de aquisição de dados instalada no computador, conectado a esta através de um cabo multivias.
- e) Cabos para interligação entre o módulo de conexão de sinais e a saída do condicionador.



**Figura 4.10:** - Condicionador de sinais Phillips PR 9308.

#### **4.2.4 Detalhamento do Sistema de Medição de Velocidade - SMV**

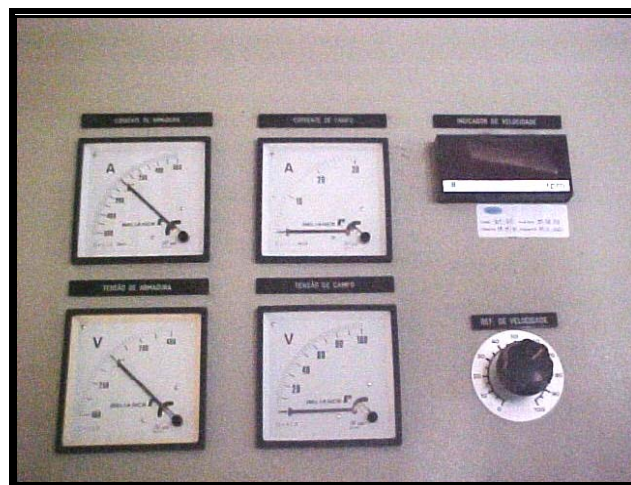
O sistema utilizado para a medição de velocidades, conforme citado, consiste em um tacogerador acoplado ao motor elétrico de acionamento do BD. A rotação do motor de acionamento do BD é controlada por um conversor de velocidades, com mostrador digital, da Reliance. O procedimento para a medida da velocidade é baseado na tensão elétrica de saída do taco-gerador lida através do sistema de aquisição de dados do computador do LAFER, após passar por um redutor de tensão devido a limitação de tensão imposta pela entrada da placa de aquisição de dados no computador.

O resultado é convertido em velocidade linear do veículo ou da superfície de atrito sapata roda. A roda tem o diâmetro de 914 mm. Para o caso do disco, o mesmo procedimento foi adotado, considerando a rotação que leva a uma velocidade linear equivalente. O raio médio da superfície de atrito sapatilha-disco é 247 mm.

Durante o procedimento de calibração é obtida a equação de calibração, que é incluída no "Programa de Aquisição de Dados" dos ensaios, relacionando a tensão elétrica produzida pelo taco-gerador e a rotação do eixo das inércias, que é a mesma da roda. Durante todo o ensaio, os valores obtidos são utilizados no cálculo da velocidade linear do veículo.

O SMV, é composto dos seguintes equipamentos:

- a) Placa de Aquisição de Dados, National Instruments, modelo PCI 6024E, instalada internamente ao microcomputador do LAFER.
- b) Módulo de Conexão de Sinais, National Instruments, modelo SCB68, que é a interface externa da placa de aquisição de dados instalada no computador, conectado a esta através de um cabo multivias.
- c) Cabos para interligação entre o módulo de conexão de sinais e a saída do redutor de tensão.
- d) Redutor de tensão gerada pelo taco-gerador.
- e) Tacogerador Weg modelo Dínamo Taquimétrico 1R/20, conforme figura 4.6.
- f) Conversor de velocidade Reliance com mostrador digital da rotação do motor, conforme figura 4.11.



**Figura 4.11:** - Painel do conversor de velocidades com mostrador digital.

### **4.3 Calibração dos Instrumentos.**

Para que os valores coletados nos ensaios tenham validade, é necessário que esses valores sejam medidos com instrumentos calibrados, referenciados a padrões rastreados com incerteza conhecida. Todos os instrumentos de medida utilizados nas medições efetuadas no Banco Dinamométrico do LAFER são calibrados externamente, em Laboratórios com padrões rastreados a RBC - Rede Brasileira de Calibração do INMETRO ou órgão internacional reconhecido por este.

As calibrações dos instrumentos utilizados nos sistemas de medições para aquisição de dados dos ensaios efetuados no BD são efetuadas de acordo com as instruções constantes em procedimento específico do LAFER. Os procedimentos e resultados das calibrações efetuadas para a execução dos ensaios encontram-se no Anexo 1

### **4.4 Definição do procedimento de Ensaio.**

O procedimento para a realização dos ensaios no sistema sapata-roda seguiu as instruções constantes no Procedimento de trabalho BD-01, que é a versão elaborada pelo LAFER da Norma AAR M-926-99, que dispõe sobre ensaio em sapata de freio ferroviário, de alto coeficiente de atrito.

Para os ensaios realizados no sistema sapatilha-disco foi feita a equivalência aos ensaios do sistema sapata-roda com o objetivo de reproduzir a mesma situação operacional de uma composição ferroviária dotada de freio tipo sapata-roda. Procurou-se obter para a frenagem leve e pesada as mesmas desacelerações e distâncias de parada. Para isso foi efetuado o ajuste no valor da Força de Normal, levando-se em conta as duas superfícies de atrito e o raio efetivo de frenagem do disco, obtendo-se o mesmo valor do torque de frenagem

#### **4.4.1 Procedimento de ensaio no sistema sapata-roda.**

Para os ensaios realizados com o par de atrito sapata-roda, foi utilizado o Procedimento BD-01 do LAFER, conforme descrito no Item 2.9.2.a.

O Procedimento de Ensaios BD-01 compreende as seguintes etapas:

- a) Assentamento.
- b) Ensaio de Parada Leve e Parada Pesada.
- c) Ensaio de Rampa Leve e Rampa Pesada.
- d) Ensaio de Atrito Estático.

a) Assentamento:

O assentamento consiste na seqüência das atividades descritas abaixo:

- 1) desbaste da superfície de atrito da sapata através de uma operação de lixamento, onde a sapata é pressionada contra uma roda tambor de diâmetro aproximadamente igual ao da roda ferroviária a ser utilizada no ensaio. A roda tambor é provida de lixa em sua superfície de modo a aproximar o raio de contato da sapata ao raio da roda e também remover a camada superficial da sapata;
- 2) realizar um ensaio de parada de 128 km/h, com força normal de 4450 N aplicada sobre a sapata;
- 3) realizar um ensaio de rampa, a velocidade constante de 32 km/h, com força normal de 6499 N aplicada sobre a sapata, durante 45 minutos;
- 4) realizar cinco ensaios de parada de 128 km/h, com força normal de 17929 N aplicada sobre a sapata;
- 5) realizar mais cinco ensaios de parada de 128 km/h, com força normal de 8964 N aplicada sobre a sapata.

Após a seqüência acima a sapata deve ser retirada e verificada a superfície de contato que deve ser de no mínimo 95%. Caso a superfície de contato não tenha atingido esse valor deve-se repetir os procedimentos 3, 4 e 5 acima, até alcançar o valor especificado.

b) Ensaio de Parada Leve e Parada Pesada:

O ensaio de Parada Leve consiste em efetuar a frenagem das inércias do BD, ajustada para simular a condição de um veículo ferroviário de 14,9 t/roda, a partir das velocidades iniciais de 32, 64, 96 e 128 km/h até a parada total, com força normal de 14746 N aplicada sobre a sapata. O ensaio de Parada Leve compreende as paradas a partir da seguinte seqüência de velocidades

iniciais, 128, 96, 64, 32, 32, 64, 96, 128, 128, 96, 64, e 32 km/h, compreendendo o total de 12 frenagens de parada total. O ensaio de Parada Pesada consiste em efetuar a frenagem das inércias do BD, ajustadas com o mesmo valor do ensaio de Parada Leve, partindo das velocidades iniciais de 32, 64, 96 e 128 km/h até a parada total, com força normal de 26938N aplicada sobre a sapata. O ensaio de Parada Pesada também compreende 12 frenagens de parada total, na mesma seqüência das velocidades iniciais do ensaio de Parada Leve.

c) Ensaio de Rampa Leve e Rampa Pesada:

O ensaio de Rampa Leve consiste em efetuar a frenagem a velocidade constante de 32 km/h, com força normal de 4146 N aplicada sobre a sapata, durante 45 minutos no BD. O ensaio de Rampa Pesada consiste em efetuar a frenagem a velocidade constante de 32 km/h, com força normal de 6499 N aplicada sobre a sapata, durante 45 minutos, no BD.

d) Ensaio de Atrito Estático:

O Ensaio de Atrito Estático, consiste em se aplicar valores crescentes de torque ao eixo do BD através de um braço de alavanca, até a roda começar a deslizar sobre a sapata. A sapata deve estar aplicada contra a superfície de rolamento da roda com força normal de 16585 N. Após a roda movimentar-se são aliviados a força normal e o torque, sendo repetido o procedimento mais nove vezes. O Ensaio de Atrito Estático não foi realizado para os objetivos do trabalho.

#### **4.4.2 Procedimento de ensaio no sistema sapatilha-disco.**

Para os ensaios realizados com o par de atrito sapatilha-disco foi utilizada mesma seqüência especificada no Procedimento BD-01 do LAFER, para par de atrito sapata-roda, porém com as seguintes adequações descritas a seguir.

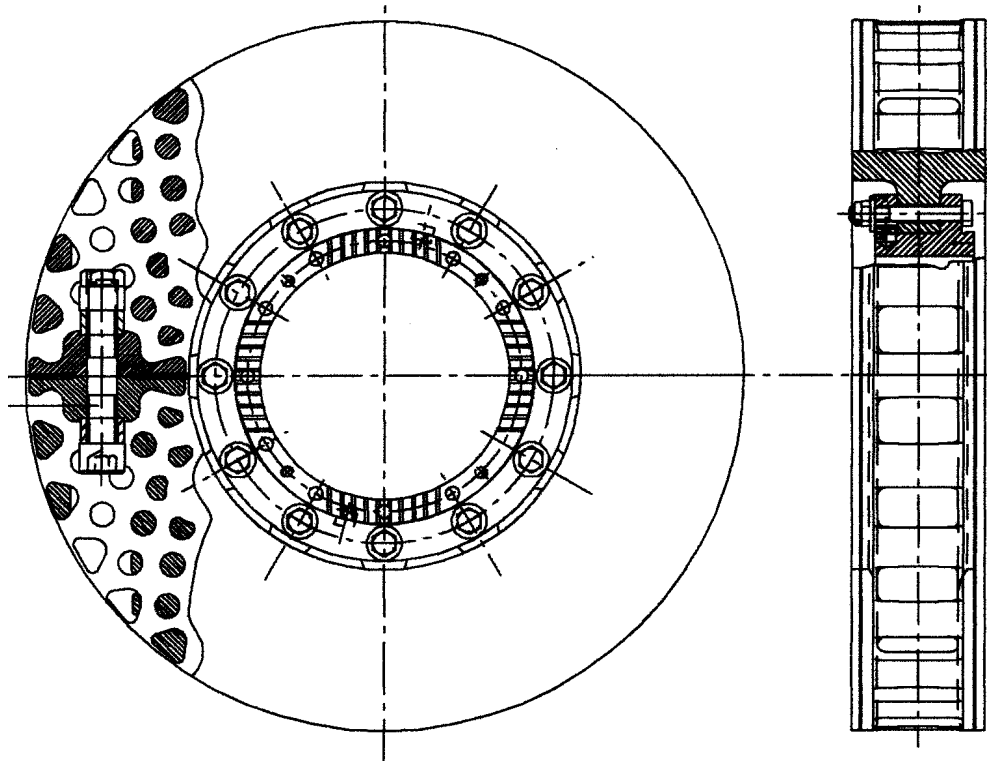
Não foi necessária a etapa de desbaste da superfície de atrito devido à configuração construtiva plana da sapatilha, dispensando o desbaste inicial para aproximação da forma das superfícies de atrito.

A fase de assentamento foi realizada através de ensaios de parada leve a 96 km/h. Foram efetuados 05 ensaios e retiradas as amostras para verificação da superfície de contato, mínimo especificado de 95%. Caso a superfície de contato não tenha atingido esse valor deve-se repetir o procedimento até alcançar o valor especificado.

O ensaio de Parada Leve consistiu em efetuar a frenagem das inércias do BD ajustadas para o mesmo valor utilizado nos ensaios de parada de sapata-roda, a partir das velocidades iniciais de 32, 64 e 96 km/h até a parada total, com força normal de 14746 N aplicada sobre a sapata. O ensaio de Parada Leve compreendeu as paradas a partir da seguinte seqüência de velocidades iniciais, 96, 64, 32, 32, 64, 96, 96, 64 e 32 km/h, compreendendo o total de 8 frenagens de parada total.

O ensaio de Parada Pesada consistiu em efetuar a frenagem das inércias do BD, partindo das velocidades iniciais de 32, 64, e 96 km/h até a parada total, com força normal de 26938N aplicada sobre a sapata. O ensaio de Parada Pesada também compreende 8 frenagens de parada total, na mesma seqüência das velocidades iniciais do ensaio de Parada Leve.

Não foram realizados ensaios de parada com velocidade inicial superior a 96 km/h. A justificativa para tal procedimento é que foram utilizados nos ensaios um conjunto de disco de freio e pinça da KNORR empregados no sistema metroviário nacional, que tem como limite a velocidade 96 km/h, figura 4.12. Também a recém finalizada norma nacional para ensaios de sapatilhas de freio metro-ferroviários da ABNT estabelece a velocidade máxima para os ensaios em 96 km/h. As sapatilhas empregadas nos ensaios realizados são sapatilhas comerciais, de utilização corrente pelas operadoras, utilizadas para frear composições que trafegam até essa velocidade. Ainda, todas as ferrovias de carga do país operam em velocidades bem inferiores a velocidade de 96km/h, o que justifica a realização dos ensaios até essa velocidade para os objetivos deste trabalho.



**Figura 4.12:** - Disco de Freio KNORR, tipo 640/350X110-22, bi-partido, construção em fofo.

O Ensaio de Atrito Estático também não foi realizado para o conjunto disco-sapatilha.

#### 4.2.2.a: - Estimativa do valor da Força Normal equivalente para conjunto disco-sapatilha.

Para o conjunto sapata roda a AAR e o BD 01 especificam para a Força Normal na Roda os seguintes valores:

Parada Leve Roda	$F_{NR} = 14746 \text{ N} \pm 90,0$	[N]
Parada Pesada Roda	$F_{NR} = 26983 \text{ N} \pm 134,5$	[N]

Tomando-se o valor histórico médio do LAFER para o coeficiente de atrito sapata-roda como  $\mu_R = 0,3$  e sendo o raio da roda utilizada  $R_R = 0,452 \text{ m}$ . teremos para o torque na roda os seguintes valores:

$$T_{Roda} = F_{NR} \cdot \mu_R \cdot R_R \quad [\text{N.m}] \quad (4.1)$$



Para o sistema disco-sapatilha teremos também que o torque no disco será:

$$T_{\text{Disco}} = 2.F_{\text{ND}}.\mu_{\text{D}}.R_{\text{D}} \quad [\text{N.m}] \quad (4.2)$$

Igualando-se os valores do torque frenante, os sistemas sapata-roda e disco-sapatilha terão teoricamente as mesmas distâncias de parada, então:

$$T_{\text{Roda}} = T_{\text{Disco}}$$

então:

$$2.F_{\text{ND}}.\mu_{\text{D}}.R_{\text{D}} = F_{\text{NR}}.\mu_{\text{R}}.R_{\text{R}} \quad (4.3)$$

Considerando-se como raio efetivo de frenagem do disco o raio médio da superfície de atrito disco-sapatilha,  $R_{\text{D}} = 0,247 \text{ m.}$ , e para o coeficiente de atrito disco-sapatilha como  $\mu_{\text{D}} = 0,3$ , teremos para a Força Normal no Disco:

$$F_{\text{ND}} = \frac{F_{\text{NR}}.R_{\text{R}}}{2.R_{\text{D}}} = 0,915.F_{\text{NR}} \quad [\text{N}] \quad (4.4)$$

Teremos então os seguintes valores:

Parada Leve Disco	$F_{\text{ND}} = 13493 \text{ N} \pm 82$	[N]
Parada Pesada Disco	$F_{\text{ND}} = 24690 \text{ N} \pm 123$	[N]
Rampa Leve Disco	$F_{\text{ND}} = 3973 \text{ N} \pm 159$	[N]
Rampa Pesada Disco	$F_{\text{ND}} = 5946 \text{ N} \pm 237$	[N].

## **Capítulo 5**

### **Resultados e Discussões**

Este capítulo descreve os resultados dos ensaios realizados no BD do LAFER, e das simulações analíticas e numéricas utilizando os conjuntos de frenagem tipos sapata-roda e disco-sapatilha e métodos matemáticos.

A simulação numérica foi feita conforme descrito no capítulo 3. Os resultados apresentados correspondem apenas aos de referência para avaliar a possibilidade de substituição dos sistemas com freios de sapata pelo sistema disco, avaliação essa necessária para decidir sobre o procedimento experimental a ser adotado. O critério de avaliação adotado foi a temperatura máxima atingida; caso esta atinja valores inferiores aos recomendados (ABA, 1975) o sistema poderá ser empregado.

A avaliação analítica foi feita baseada nos conceitos aceitos para avaliação de sistemas de freio por atrito, descritos principalmente por Limpert (1992). Trata-se de uma avaliação aproximada com modelo concentrado e sua apresentação teve como objetivo enriquecer o trabalho com a aplicação de métodos analíticos consagrados.

Para a realização da parte experimental, ambos os conjuntos de freio foram instalados no BD e providos de materiais de atrito comerciais e de utilização corrente em ferrovias e metrovias brasileiras. Para os ensaios em sapata-roda foram utilizados três amostras de material de atrito (sapatas) denominadas SF 11, SF 12 e SF 16. Para os ensaios em sapatilha-disco foram utilizadas

duas amostras de material de atrito (sapatilhas) denominadas M 01 e M 03. Os ensaios de parada leve e parada pesada foram realizados segundo o procedimento de ensaio BD 01 do LAFER com a mesma carga inercial, equivalente à massa de 14900 kg  $\pm$  8% por roda, para ambos os conjuntos de frenagem.

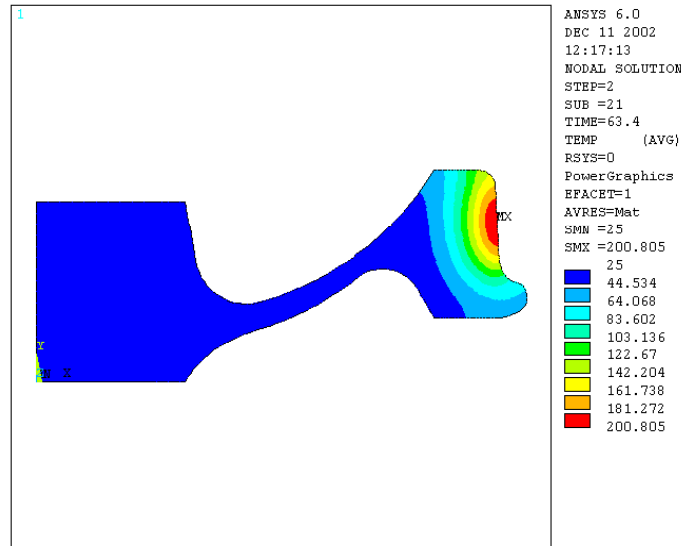
São apresentados a seguir os resultados para as abordagens descritas.

### **5.1: - Modelagem Numérica.**

A modelagem numérica pelo método dos Elementos Finitos, Análise Térmica, é necessária para a verificação do comportamento térmico do disco comparado com o da roda, submetidos a mesma potência de frenagem. Essa verificação inicial indica a possibilidade de se efetuar os ensaios no BD com relação ao aquecimento da roda e do disco. A temperatura limite para a superfície de contato do par de atrito é de 345°C indicada pela Air Brake Association (A.B.A., 1975).

Para a modelagem numérica foram elaborados os desenhos aproximados da roda e do disco de freio com aletas "retangulares" e com aletas do tipo "pinos". Esses desenhos foram importados pelo programa Ansys 6.0, a partir do programa Pro-Engineer, disponíveis na FEM-UNICAMP. Foi efetuada a simulação do aquecimento decorrente da frenagem para as condições de velocidade inicial de 128 e 96 km/h, em frenagem pesada, sendo exploradas as condições térmicas alcançadas para os valores do coeficiente de atrito ( $\mu$ ) de 0,3 e 0,5, obtendo-se a magnitude da temperatura atingida na superfície de atrito da roda e do disco, delimitando uma faixa de comportamento térmico provável no ensaio sob condições de operação diversas.

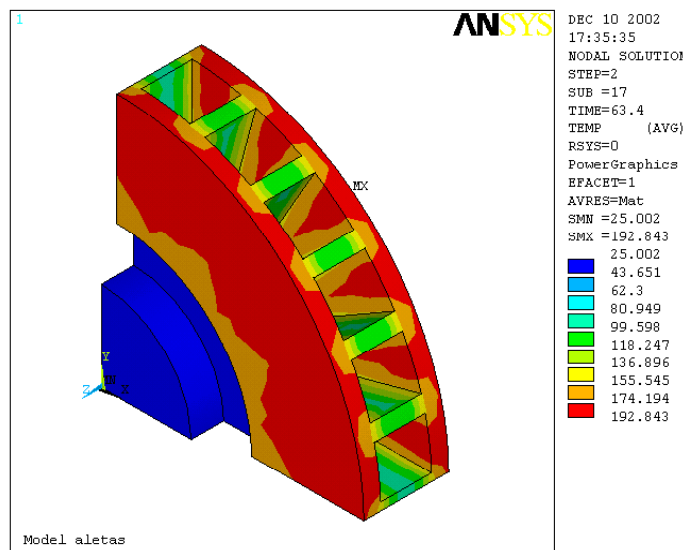
A figura 5.1 mostra a distribuição de temperaturas para a roda de 36 pol (914,4 mm), utilizada nos ensaios. Esta representa a temperatura no final da aplicação de uma força de frenagem pesada (26938 N) com coeficiente de atrito 0,3 a partir da velocidade inicial de 128 km/h.



**Figura 5.1:** - Distribuição das temperaturas na roda – frenagem Pesada

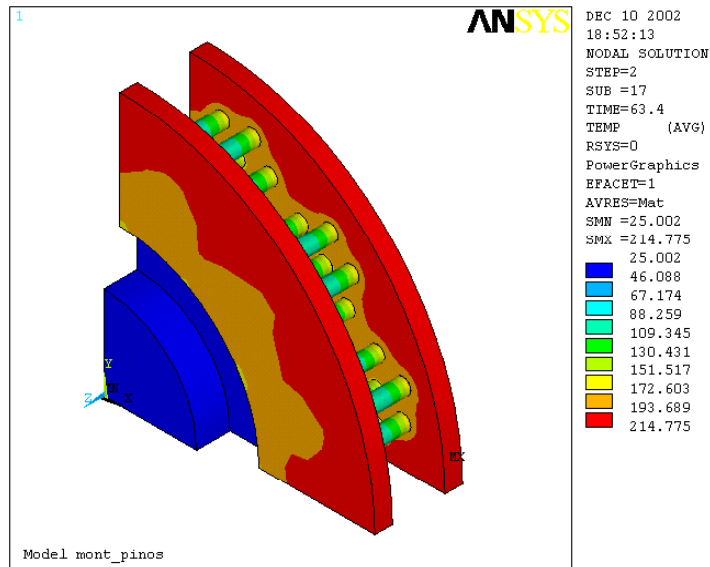
Velocidade inicial  $V_i = 128$  km/h e coeficiente de atrito  $\mu = 0,3$ .

Para a mesma capacidade de frenagem, ou seja, o mesmo torque, considerando a mesma potência de frenagem, conforme descrito no item 3.2.4, as figuras 5.2 e 5.3 apresentam os resultados da distribuição de temperaturas em discos com aletas retangulares e com aletas tipo pinos, respectivamente.



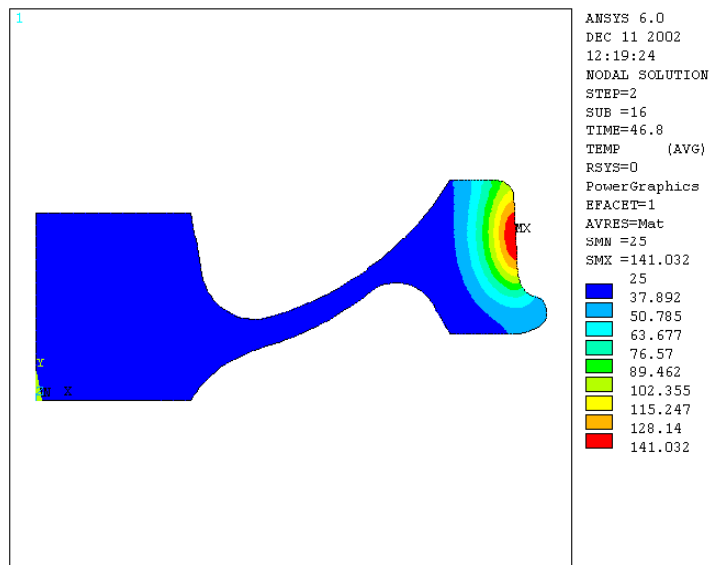
**Figura 5.2:** - Distribuição das temperaturas no disco com aletas retangulares - frenagem pesada

Velocidade inicial  $V_i = 128$  km/h e coeficiente de atrito  $\mu = 0,3$ .

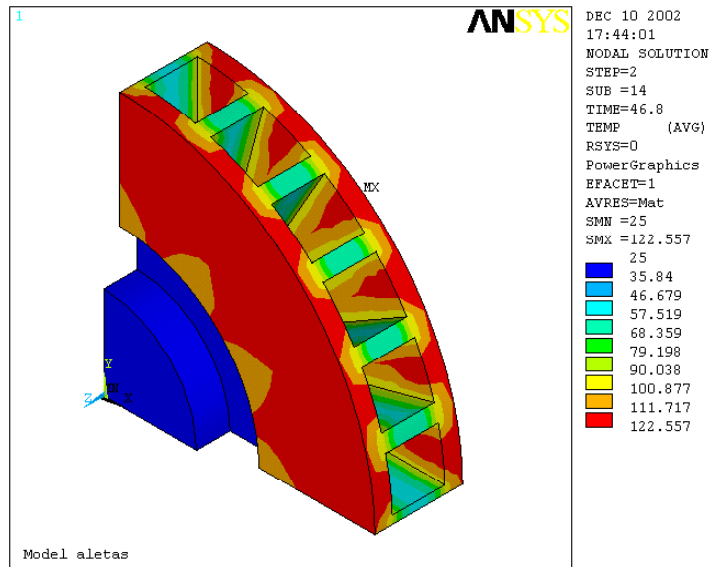


**Figura 5.3:** - Distribuição das temperaturas no disco com aletas tipo pinos, frenagem pesada  
 Velocidade inicial  $V_i = 128$  km/h e coeficiente de atrito  $\mu = 0,3$ .

Para as mesmas condições descritas anteriormente, mas para frenagem a partir de 96 km/h, as figuras 5.4, 5.5 e 5.6 mostram resultados para a distribuição de temperaturas na roda, no disco com aletas retangulares e no disco com aletas retangulares e do tipo pinos, respectivamente.

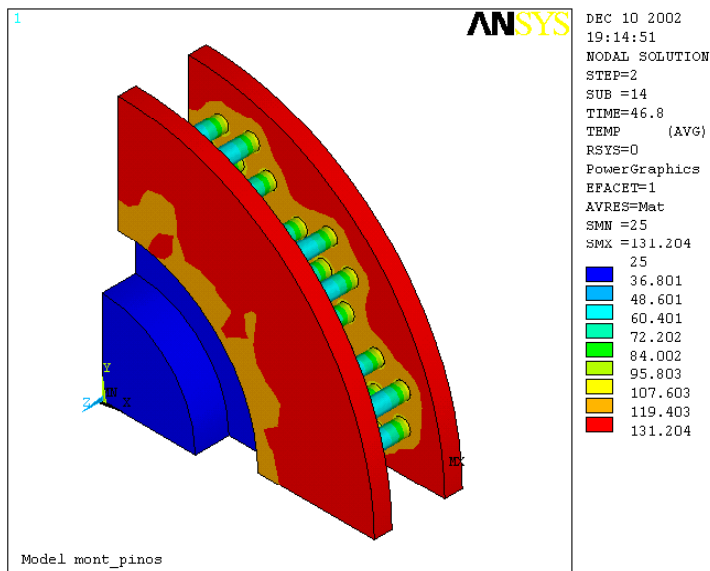


**Figura 5.4:** - Distribuição das temperaturas na roda  
 Velocidade inicial  $V_i = 96$  km/h e coeficiente de atrito  $\mu = 0,3$ .



**Figura 5.5:** - Distribuição das temperaturas no disco com aletas retangulares

Velocidade inicial  $V_i = 96$  km/h e coeficiente de atrito  $\mu = 0,3$ .

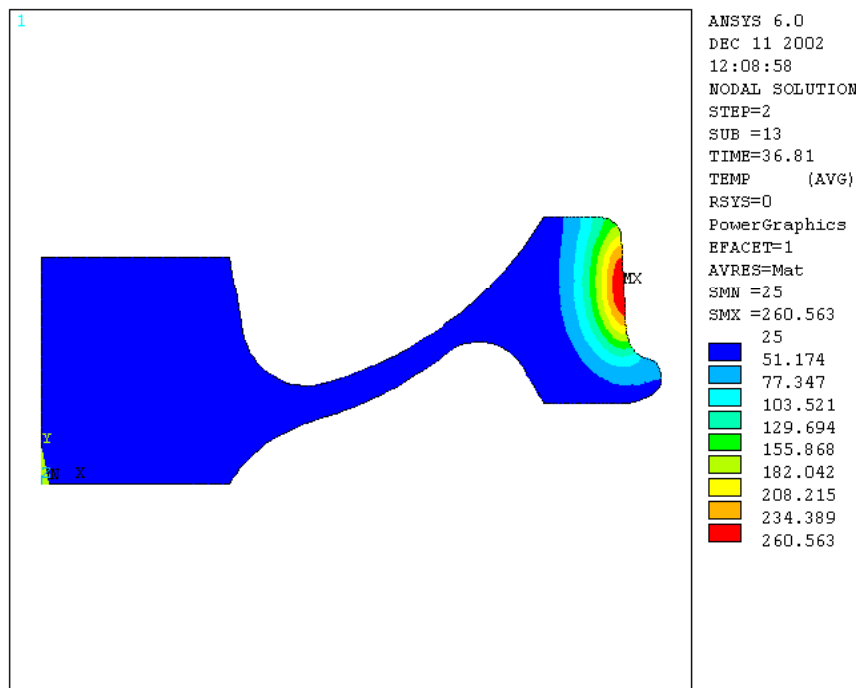


**Figura 5.6:** - Distribuição das temperaturas no disco com aletas tipo pinos

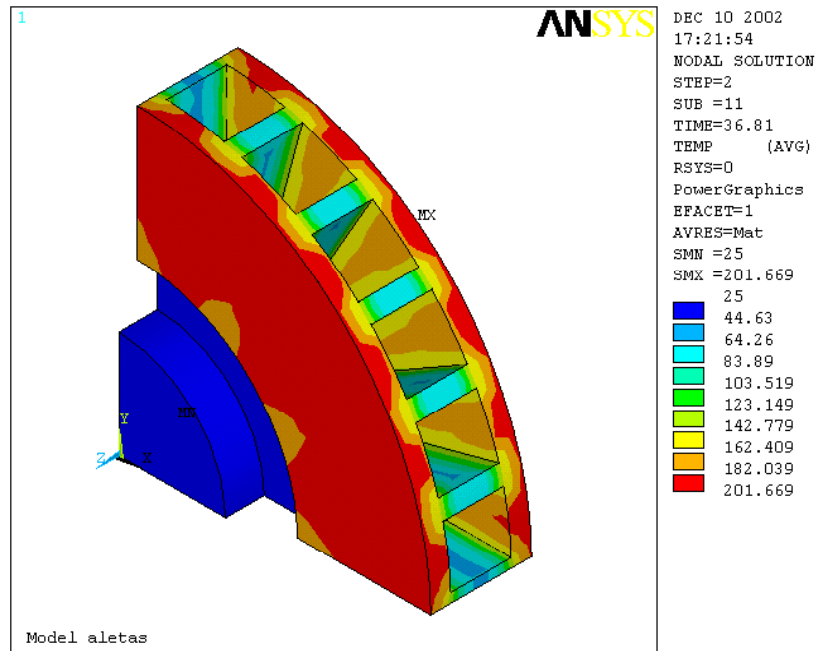
Velocidade inicial  $V_i = 96$  km/h e coeficiente de atrito  $\mu = 0,3$ .

Os resultados anteriores mostram a coerência dos procedimentos de simulação e indicam não ser necessário simular temperatura para o caso em que a velocidade é menor.

Considerando que sapatas de alto coeficiente de atrito tem limites máximo e mínimo para a distância de parada que acarretam conforme descrito no capítulo 2 e 3 foi realizada também a simulação do aquecimento para o caso crítico de coeficiente de atrito  $\mu = 0,5$ . Os resultados dessa simulação são mostrados nas figuras 5.7 , 5.8 e 5.9. A primeira mostra a distribuição de temperaturas para a roda e as duas seguintes para o disco com aletas retangulares e do tipo pinos, respectivamente. Conforme esperado, as temperaturas subiram especialmente para a roda. Para os discos, provavelmente devido à presença das aletas, o aumento não foi significativo.

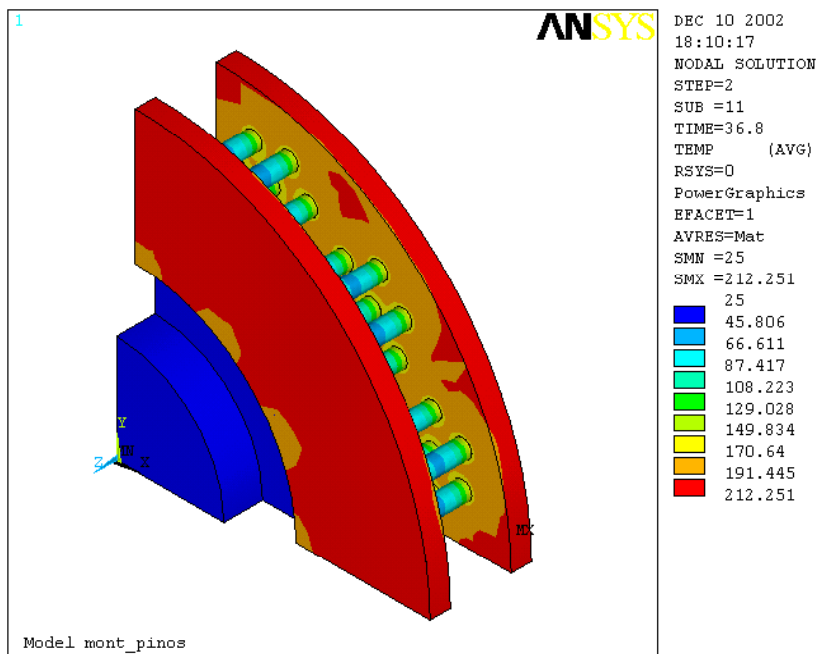


**Figura 5.7:** - Distribuição das temperaturas na roda  
 Velocidade inicial  $V_i = 128$  km/h e coeficiente de atrito  $\mu = 0,5$ .



**Figura 5.8:** - Distribuição das temperaturas no disco com aletas retangulares

Velocidade inicial  $V_i = 128$  km/h e coeficiente de atrito  $\mu = 0,5$ .



**Figura 5.9:** - Distribuição das temperaturas no disco com aletas tipo pinos

Velocidade inicial  $V_i = 128$  km/h e coeficiente de atrito  $\mu = 0,5$ .



Os resultados numéricos obtidos permitem a seguintes observações:

- As temperaturas atingidas são inferiores às recomendadas pela A.B.A.(A.B.A., 1975) para todas as condições de frenagem de parada. Isso indica que o disco pode ser utilizado na parte experimental deste trabalho com segurança. É necessário considerar as limitações do modelo e da solução numérica, mas o fato de os dados calculados para a roda serem coerentes com resultados de simulações experimentais prévias são um bom indicador da efetividade do procedimento de simulação.
- Os resultados para potências e tempos de aquecimento menores obtidos com frenagens a partir de 96 km/h são coerentes, já que a magnitude das temperaturas são menores. Isso indica que caso o problema pudesse ser modelado sem não-linearidades, o ajuste à situação real poderia ser feito utilizando apenas um fator de escala. Não é objetivo deste trabalho ajustar o modelo, o que poderá ser feito em trabalhos futuros.
- Não há diferença significativa em termos de distribuição de temperaturas para discos com aletas retangulares ou do tipo pinos. Ambos os tipos de aletas são empregados na prática. Na realidade, o disco do tipo pinos representa uma evolução com aletas retangulares, permitindo maior facilidade no processo de fabricação. Para este trabalho foi utilizado apenas o disco com pinos. O disco com aletas retangulares foi modelado supondo as aletas com a mesma área superficial dos pinos, o que reforça a tendência de temperaturas máximas aproximadamente iguais.

## **5.2: - Modelagem Analítica.**

A modelagem analítica é necessária para a verificação da convergência e concordância dos modelos numérico e analítico utilizados, o que vem a validar as hipóteses e coeficientes utilizados para a obtenção do comportamento térmico bem como ambos os modelos serem validados pelos valores encontrados nos ensaios práticos realizados no BD. A modelagem foi desenvolvida no capítulo 3 obtendo-se as equações para o comportamento térmico do disco e sapatilha.

A energia de frenagem gerada no par de atrito disco-sapatilha é distribuída como indicado

nas equações (3.24) e (3.27) abaixo:

$$\gamma = \frac{q_D}{q_D + q_S} = \frac{1}{1 + \frac{\sum R_D}{\sum R_S}} \quad (5.1)$$

onde  $\gamma$  é a parcela do calor total gerado no par de atrito ( $q_D + q_S$ ) que vai para o disco de freio ( $q_D$ ).

Para o comportamento sapata-roda adotou-se os valores obtidos por Santos (1996), onde essa parcela  $\gamma$  corresponde a 80%. No caso do par de atrito sapatilha-disco, utilizado nos ensaios, o valor da resistência térmica do disco pode calculado conforme equação 3.25:

$$\sum R_D = \frac{1}{h_D \cdot A_D} \quad (5.2)$$

e para a sapatilha a equação 3.26. Como a sapatilha utilizada não é provida de guarnição metálica a equação 3.26 fica simplificada para:

$$\sum R_S = \frac{1}{(h_S + A_S)} + \frac{\delta_S}{(k_S + A_S)} \quad (5.3)$$

Substituindo-se (5.2) e (5.3) em (5.1) temos:

$$\gamma = \left( 1 + \frac{h_S \cdot k_S \cdot A_S}{(h_D \cdot A_D) \cdot (k_S + \delta_S \cdot h_S)} \right)^{-1} \quad (5.4)$$

Onde:

condutividade térmica do material da sapatilha =  $k_S = 4,6 \text{ W/m.C}$ , Fermér (1992 e 1995)

área da sapatilha que troca calor com o meio =  $A_S = 4L_S \cdot \delta_S = 0,056 \text{ m}^2$

comprimento característico da sapatilha =  $L_S = 0,4 \text{ m}$

espessura da sapatilha =  $\delta_S = 0,035 \text{ m}$

Para calcular a partição do calor gerado  $\gamma$  para o caso do disco é necessário obter todos os demais elementos da equação (5.4):

#### Determinação do $h_s$ :

considerando-se a sapatilha como uma placa plana que troca calor por convecção tem-se da equação (3.31):

$$NU_s = C \cdot Re_s^m \cdot Pr^n \quad (5.5)$$

e segundo Kreith

tabela 6.5, pg 297:  $C = 0,664$   $m = 0,5$   $n = 0,33$ .

tabela A3, pg.519:  $Pr_{ar} = 0,71$  (300 K)

tabela A3, pg.524:  $\rho_{ar} = 1,1 \text{ kg/m}^3$

$\mu_{ar} = 1,9 \cdot 10^{-6}$  (30°C)

$k_{ar} = 0,0228 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C}$

$Pr_{ar} = 0,71$

velocidade do ar = 19,26 m/s

Foi considerada a velocidade no diâmetro médio do disco, tendo o veículo roda de 36 pol. de diâmetro e trafegando com velocidade de 128 km/h.

Conforme equação (3.33),

$$Re_s = V \cdot \left( \frac{\rho_a L_s}{\mu_a} \right) \quad (5.6)$$

Substituindo-se os valores correspondentes encontra-se  $Re_{sapatilha} = 0,45 \cdot 10^6 < 5 \cdot 10^5$ , sendo escoamento laminar. Aplicando-se esses valores na equação (5.5) encontra-se  $NU_{sapatilha} = 397,82$ .

Substituindo o valor do número de Nusselt encontrado na definição do número de Nusselt, equação 3.32, obtém-se  $h_s = 26 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ .

#### Determinação do $h_D \cdot A_D$ :

Como o número de Reynolds do disco é maior que  $2,4 \cdot 10^5$ , deve ser utilizada a equação 3.36. Substituindo os valores nessa equação obtém-se  $h_D = 85 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ . De acordo com Limpert

(1992), o valor do coeficiente de transmissão de calor na região das aletas é aproximadamente o dobro do coeficiente de transmissão de calor da área sem aletas. Considerando que uma ponderação baseada nas áreas de transferência de calor pode –se calcular o produto  $h_D.A_D$  por:

$$(h_D.A_D) = [ h_D.2.A +(2h).2A ] \quad (5.7)$$

Onde A = área da coroa circular do disco

Assim, o valor do produto é  $h_D.A_D = 114,8$

#### Determinação de $\gamma$ :

Utilizando a equação 5.4 e substituindo os valores encontrados obtém-se  $\gamma = 0,99$ , o que significa que praticamente todo o calor vai para o disco.

### **5.2.1: - Cálculo das temperaturas alcançadas – Frenagem de Parada Pesada**

a) Sistema disco-sapatilha, velocidade inicial 128 km/h, coeficiente de atrito  $\mu = 0,3$

potência máxima de frenagem  $P_{\text{máx}} = 287819 \text{ W}$

parcela da potência de frenagem absorvida pelo disco =  $\gamma = 99\%$

potência térmica média absorvida pelo disco =  $q_0. \gamma = P_{\text{máx}}/2 = 142470 \text{ W}$

tempo de parada =  $t_p = 65,5 \text{ s}$

densidade do material do disco =  $\rho_D = 7850 \text{ kg/m}^3$

calor específico do material do disco =  $C_D = 460 \text{ J/kg.}^\circ\text{C}$

volume do disco =  $0,0148 \text{ m}^3$ ; o volume considerado do disco foi a soma dos volumes das duas coroas circulares laterais mais o volume das aletas (considerado igual ao volume de uma coroa circular lateral).

Substituindo-se esses valores na equação 3.29 tem-se;

$$\Delta T = \frac{q_0 \cdot t_p}{\rho_D \cdot C_D \cdot V_D} = 175 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Considerando-se a temperatura ambiente de 30°C, tem-se para a temperatura final do disco o valor de T = 205 °C.

b) Sistema sapata-roda, velocidade inicial 128 km/h, coeficiente de atrito  $\mu = 0,3$

potência máxima de frenagem =  $P_{\text{máx}} = 287819 \text{ W}$

parcela da potência de frenagem absorvida pela roda =  $\gamma = 80\%$ , Santos (1996)

potência térmica média absorvida pelo disco =  $q_0 = \gamma P_{\text{máx}}/2 = 115128 \text{ W}$

tempo de parada =  $t_p = 65,5 \text{ s}$

densidade do material da roda =  $\rho_R = 7834 \text{ kg/m}^3$

calor específico do material do roda (médio) =  $C_R = 460 \text{ J/kg.}^{\circ}\text{C}$

volume da roda =  $0,0266 \text{ m}^3$ ; o volume considerado do roda, foi somente o volume do aro devido à frenagem ocorrer em um tempo relativamente curto, insuficiente para o calor gerado se propagar ao disco da roda.

Substituindo-se esses valores na equação 3.29 tem-se;

$$\Delta T = \frac{q_0 \cdot t_p}{\rho_R \cdot C_R \cdot V_R} = 79 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Considerando-se a temperatura ambiente de 30°C, tem-se para a temperatura final da roda o valor de T = 109 °C.

### 5.2.2: - Cálculo das temperaturas alcançadas – Frenagem Constante

a) Sistema disco-sapatilha, velocidade constante 32 km/h, 45 minutos, coeficiente de atrito  $\mu = 0,3$

temperatura inicial do disco =  $T_i = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$

temperatura ambiente =  $T_{\infty} = 30^{\circ}\text{C}$

força normal no disco =  $F_N = 5946\text{ N}$

coeficiente de atrito =  $\mu = 0,3$

velocidade =  $32\text{ km/h} = 8,89\text{ m/s}$

potência máxima de frenagem constante  $P_c = 2 \cdot F_N \cdot \mu \cdot V = 31716\text{ W}$

parcela da potência de frenagem absorvida pelo disco =  $\gamma = 99\%$

potência térmica absorvida pelo disco =  $q_0 = \gamma P_c = 31399\text{ W}$

tempo de frenagem constante =  $t = 45\text{ min} = 2700\text{ s}$

densidade do material do disco =  $\rho_D = 7850\text{ kg/m}^3$

calor específico do material do disco =  $C_D = 460\text{ J/kg}^{\circ}\text{C}$

volume do disco =  $0,0148\text{ m}^3$ ; o volume considerado do disco, foi a soma dos volumes das duas coroas circulares laterais mais o volume das aletas (considerado igual ao volume de uma coroa circular lateral).

produto combinado de troca de calor por convecção  $h_D \cdot A_D = 114,8$

Substituindo-se esses valores na equação 3.30 tem-se;

$$T(t) = \left[ T_i - T_{\infty} - \frac{q_0}{h_D A_D} \right] \cdot e^{\frac{(-h_D \cdot A_D \cdot t)}{(\rho_D \cdot C_D \cdot V_D)}} + T_{\infty} + \frac{q_0}{h_D A_D} = 202^{\circ}\text{C}$$

- b) Sistema sapata-roda, velocidade constante  $32\text{ km/h}$ ,  $45\text{ minutos}$ , coeficiente de atrito  $\mu = 0,3$

temperatura inicial da roda =  $T_i = 30^{\circ}\text{C}$

temperatura ambiente =  $T_{\infty} = 30^{\circ}\text{C}$

força normal na roda =  $F_N = 6499\text{ N}$

coeficiente de atrito =  $\mu = 0,3$

velocidade =  $32\text{ km/h} = 8,89\text{ m/s}$

potência máxima de frenagem constante  $P_c = F_N \cdot \mu \cdot V = 17333\text{ W}$

parcela da potência de frenagem absorvida pelo disco =  $\gamma = 80\%$ , Santos (1996)

potência térmica absorvida pelo disco =  $q_0 = \gamma P_c = 13866\text{ W}$

tempo de frenagem constante =  $t = 45 \text{ min} = 2700 \text{ s}$

densidade do material da roda =  $\rho_R = 7833 \text{ kg/m}^3$

calor específico médio do material do roda =  $C_R = 460 \text{ J/kg.}^\circ\text{C}$

volume da roda =  $0,034 \text{ m}^3$ ; o volume considerado da roda, foi volume do aro mais o volume do disco (considerado igual ao volume da coroa circular).

coeficiente global de transferência de calor =  $h_R = 25 \text{ J/m}^2.\text{s.}^\circ\text{C}$ , Santos (1966)

área de troca de calor da roda =  $1,56 \text{ m}^2$  (considerado a soma das áreas laterais do aro com as áreas laterais do disco)

Substituindo-se esses valores na equação 3.30 tem-se;

$$T(t) = \left[ T_i - T_\infty - \frac{q_0}{h_R A_R} \right] \cdot e^{\frac{(-h_R \cdot A_R \cdot t)}{(\rho_R \cdot C_R \cdot V_R)}} + T_\infty + \frac{q_0}{h_R A_R} = 204^\circ\text{C}$$

### 5.3: - Resultados experimentais

Os resultados experimentais são mostrados a seguir. O parâmetro básico para a avaliação da possibilidade de intercâmbio dos sistemas foi a distância de parada. No entanto, devido a oportunidade de verificar o desempenho dos materiais de atrito advindo da grande quantidade de dados obtidos, e contribuir para o conhecimento e divulgação do desempenho dos materiais optou-se pela apresentação sistemática dos dados obtidos.

Os dados foram agrupados em função dos parâmetros avaliados. Assim são apresentados os dados de coeficiente de atrito, para sapata-roda e sapatilha-disco, para as frenagens leves e pesadas, em seguida são apresentados os dados de velocidade e por fim os dados de distância de parada.

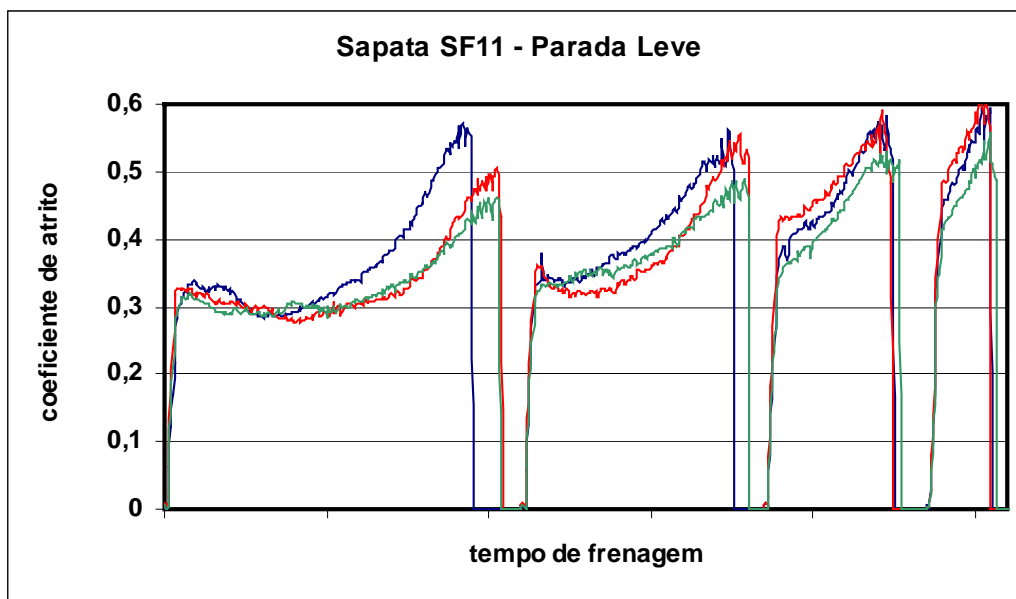
Para a avaliação do desempenho quanto à temperatura também foram realizados ensaios de rampa em sapatas e sapatilhas, que são apresentadas no final do capítulo.

### 5.3.1: - Coeficiente de Atrito

#### a) Ensaios de parada em sapatas.

A figura mostra o comportamento do coeficiente de atrito nos ensaios de parada para a sapata SF 11. Esta sapata foi escolhida aleatoriamente entre as disponíveis no laboratório de ensaios e é de um dos fabricantes nacionais consagrados. O ensaio seguiu o procedimento BD-01. Foi efetuado o procedimento padrão de assentamento, já que a sapata é nova.

As cores representam a posição da parada na sequência original de frenagens, que é feita a partir das velocidades de 128, 96, 64, 32, 32, 64, 96, 128, 128, 96, 64 e 32 km/h. A cor azul representa a primeira frenagem da sequência em uma determinada velocidade; a cor verde representa a segunda e a cor vermelha a terceira. O primeiro bloco de paradas, a esquerda do gráfico, representa as frenagens a 128 km/h; o segundo à 96km/h; o terceiro à 64 km/h e o quarto à 32 km/h. Assim a primeira frenagem a 128 km/h da sequência é apresentada em azul, no primeiro bloco a segunda frenagem à 64 km/h é apresentada em verde, no terceiro bloco da esquerda para a direita. a apresentação dessa forma permitiu visualizar a variação do coeficiente de atrito em cada parada a partir da mesma velocidade e sua relação com o tempo de frenagem

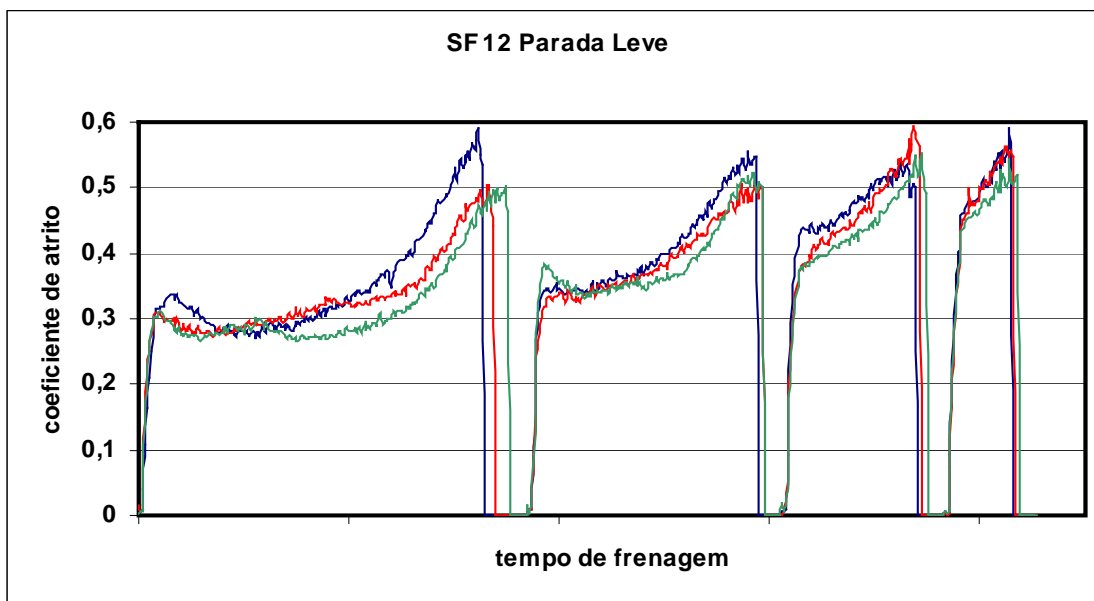


**Figura 5.10:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada leve.

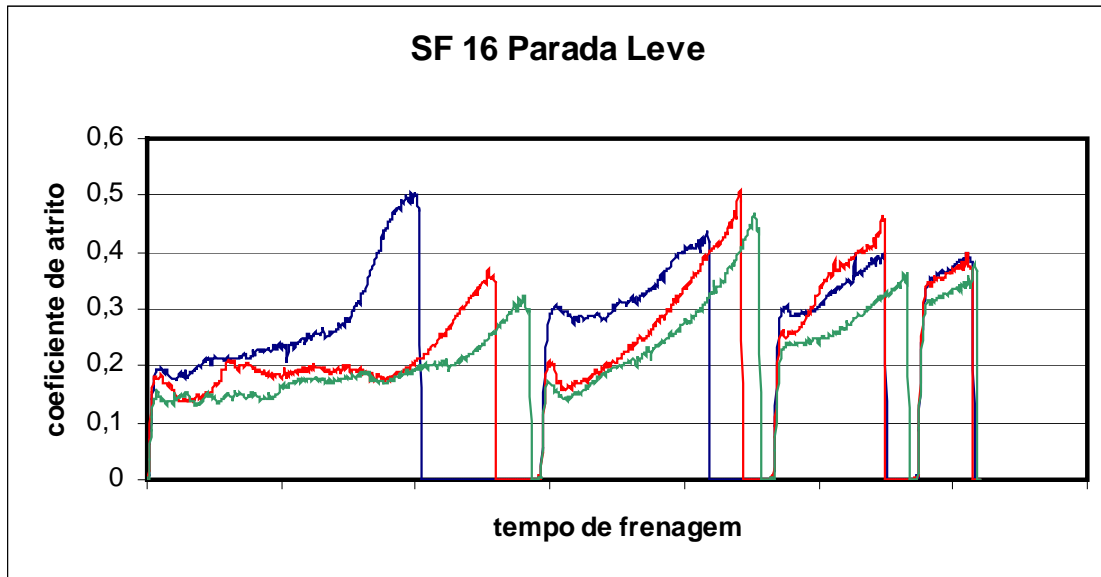


A figura 5.10 mostra que a relação entre a magnitude do coeficiente de atrito e o tempo de parada é adequada: coeficientes maiores implicam tempos menores, mostra também que o coeficiente de atrito aumenta com o tempo de frenagem, o que é esperado pois a velocidade diminui com o tempo de frenagem e isso causa o aumento no valor do coeficiente. Além disso, na primeira frenagem a 128 km/h, o coeficiente é nitidamente maior que nas seguintes, particularmente em baixas velocidades. Essa constatação pode ser feita para praticamente todas as seqüências de ensaios de parada leve, provavelmente porque a sapata é retirada para pesagem antes da primeira frenagem e o reassentamento pode ter alguma influência. Para as demais velocidades, a diferença não parece ser significativa na figura 5.10, embora haja uma notável variação nas figuras que representam alguns dos demais ensaios.

As figuras 5.11 e 5.12 mostram o coeficiente de atrito para outras duas sapatas. Na primeira, o comportamento é semelhante ao mostrado para a sapata SF 11, mas no segundo a diferença é significativa: tanto o coeficiente médio é mais baixo como as diferenças entre frenagens na mesma velocidade são maiores. Também nota-se uma intensificação no fenômeno do aumento do coeficiente de atrito em baixas velocidades para a primeira frenagem a partir de 128 km/h.



**Figura 5.11:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 12, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada leve.

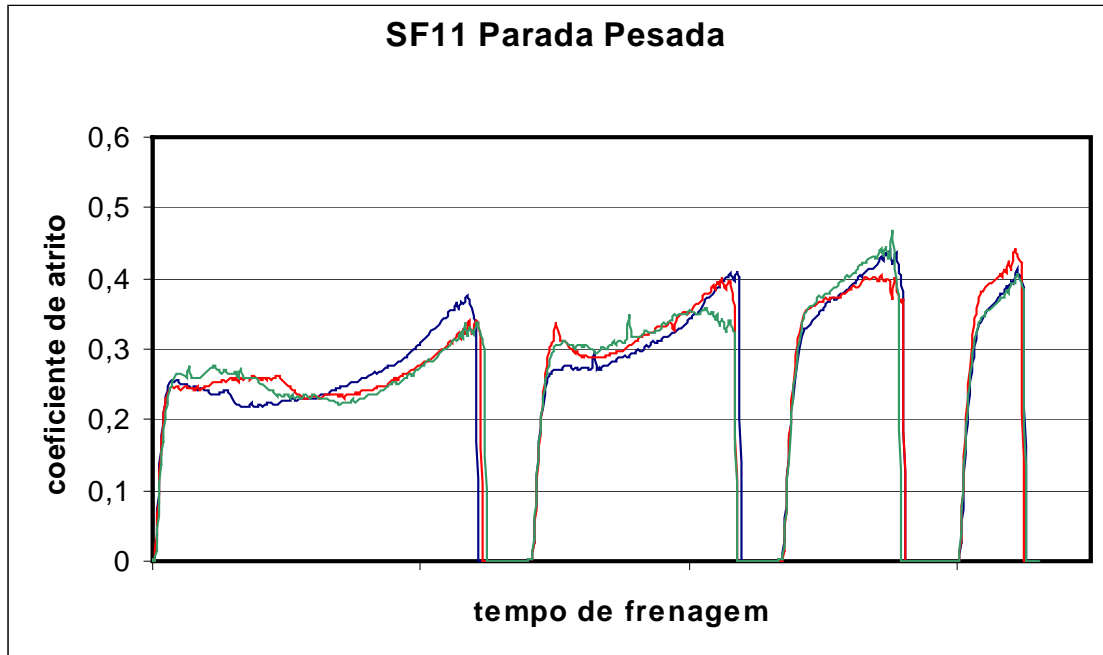


**Figura 5.12:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 16, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada leve.

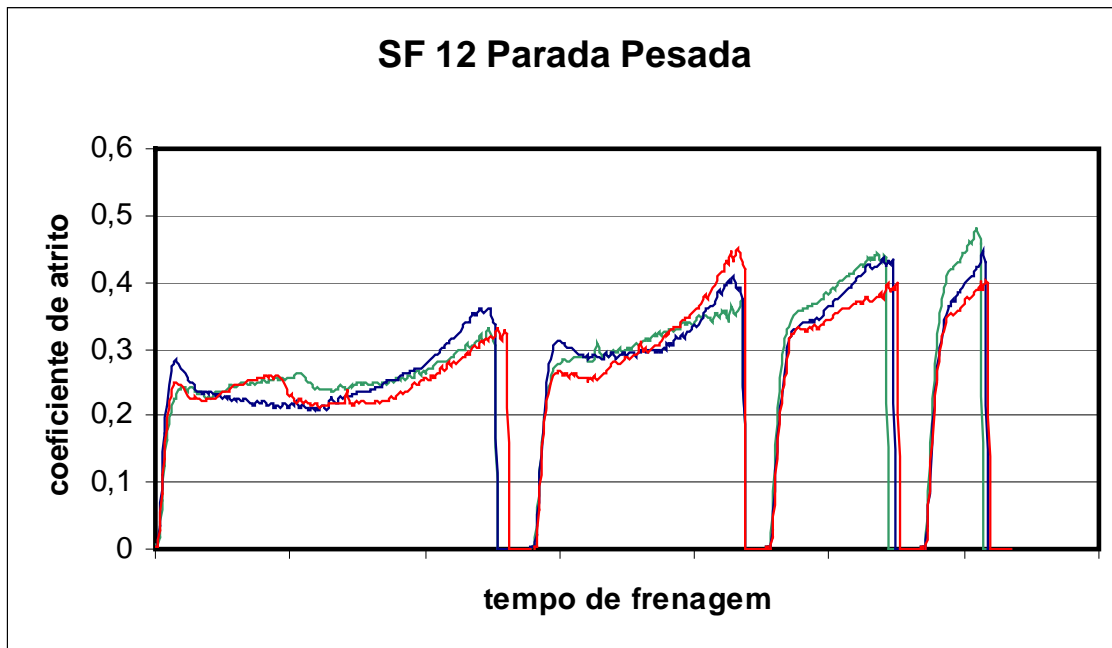
As figuras 5.13, 5.14 e 5.15 mostram os mesmos ensaios de parada para frenagens pesadas. A sequência com frenagem pesada é realizada logo após a sequência com carga leve, sem a retirada da sapata do suporte. Talvez isto possa explicar a inexistência ou diminuição do pico do coeficiente de atrito observado nas figuras anteriores.

Algumas observações importantes podem ser feitas a partir dos resultados já apresentados:

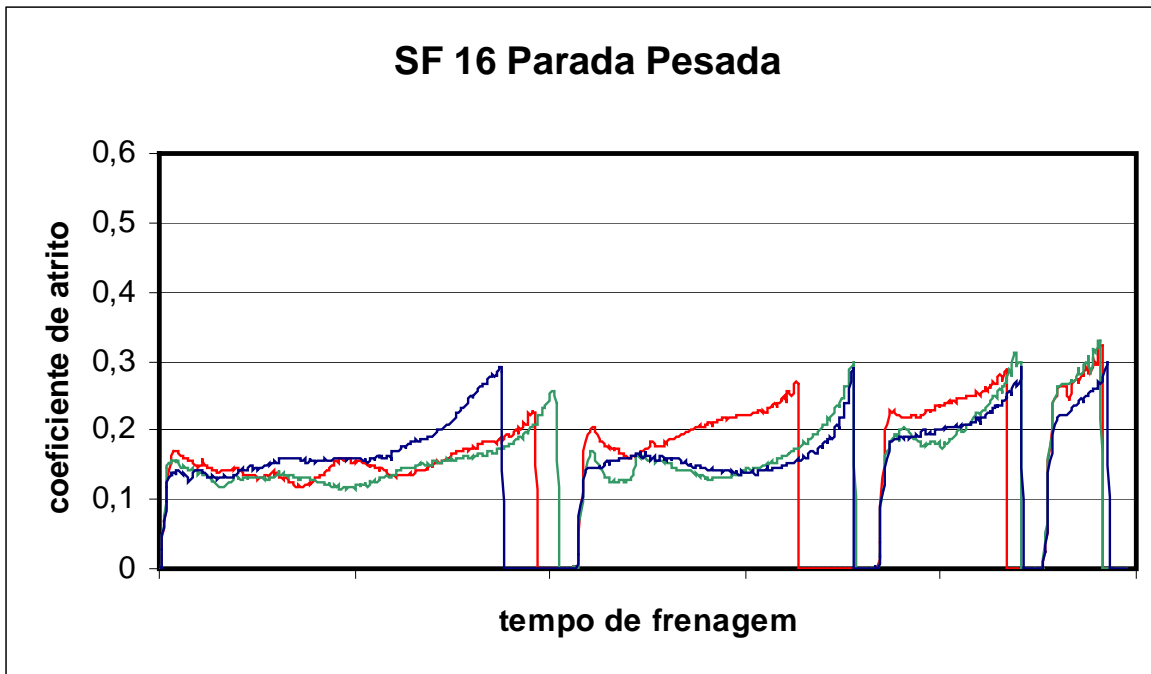
- as sapatas SF 11 e SF 12 tem comportamento semelhante sob ambas as condições de frenagem apresentadas.
- a sapata SF 16 tem o menor coeficiente de atrito nas condições de ensaio de parada.
- todas as sapatas apresentam menor coeficiente de atrito com carga pesada, mas o efeito é mais significativo nas sapatas SF 11 e SF 12.
- todas as sapatas apresentam aumento do coeficiente de atrito com a redução da velocidade, mas o efeito é mais significativo para frenagens leves.



**Figura 5.13:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada pesada.



**Figura 5.14:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 12, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada pesada.

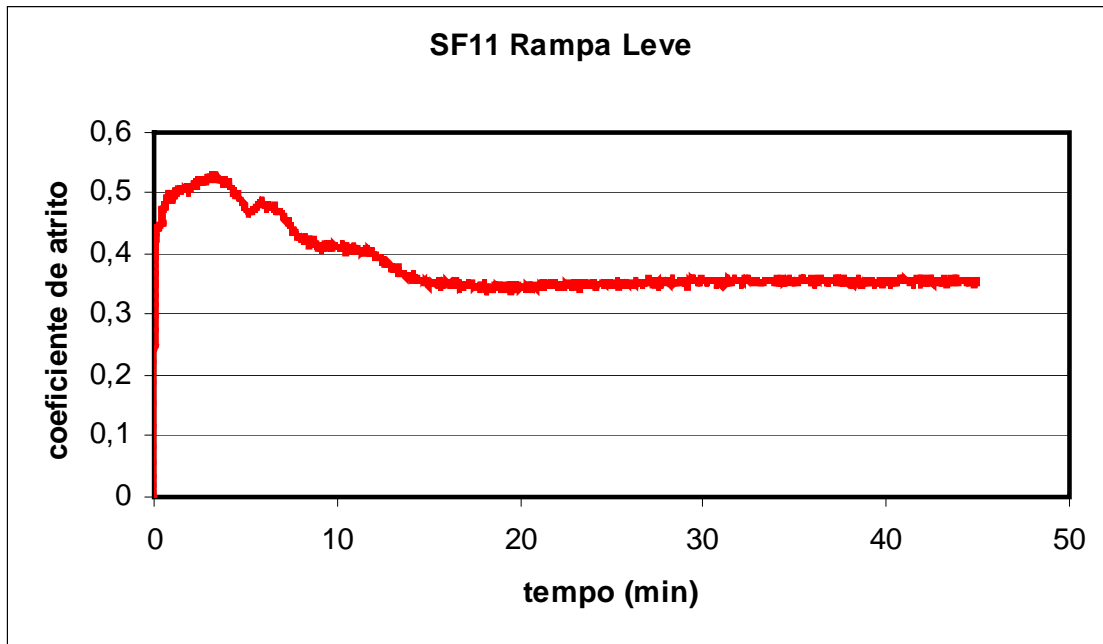


**Figura 5.15:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 16, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada pesada.

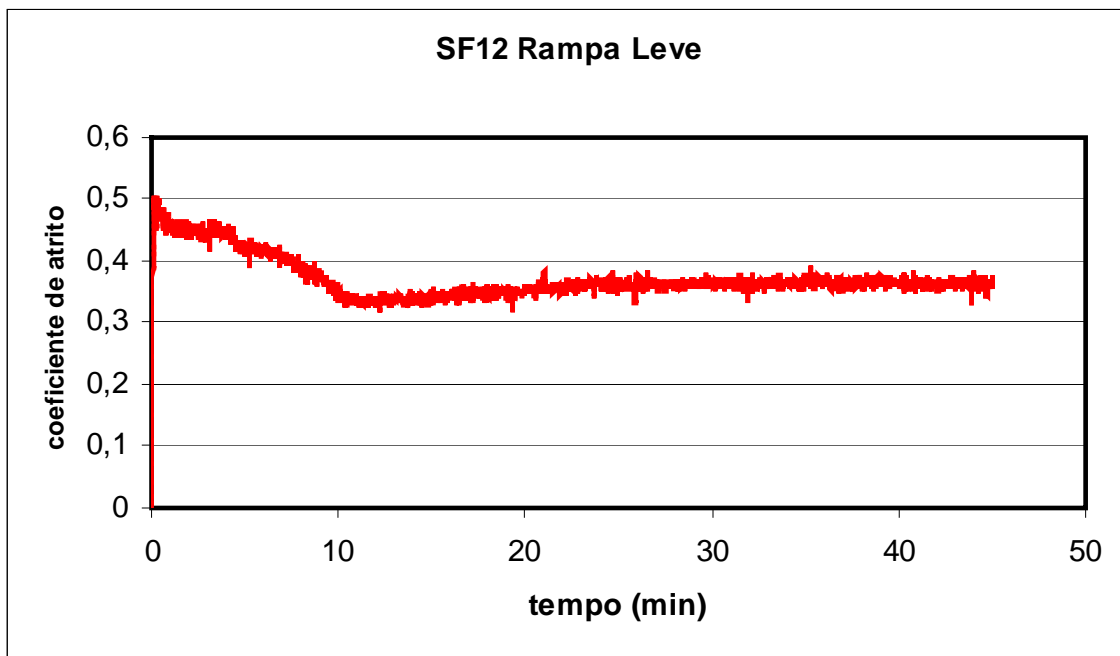
b) Ensaios de rampa em sapatas.

Embora a distância de parada seja o parâmetro fundamental para o desenvolvimento deste trabalho, o procedimento utilizado para ensaiar sapatas inclui a realização de ensaios de rampa. Esses ensaios são realizados em velocidade constante, com um valor fixo de força normal, durante 45 minutos. A fixação desses parâmetros permite verificar a influência dos parâmetros não controlados. Basicamente o que muda ao longo do ensaio é a condição de acabamento superficial e a temperatura. Embora possa haver variação no acabamento, deve-se ressaltar que isso não é esperado, pois a sapata já foi assentada previamente. No entanto, a sapata é retirada do suporte antes da frenagem leve, o que pode causar algum efeito não esperado.

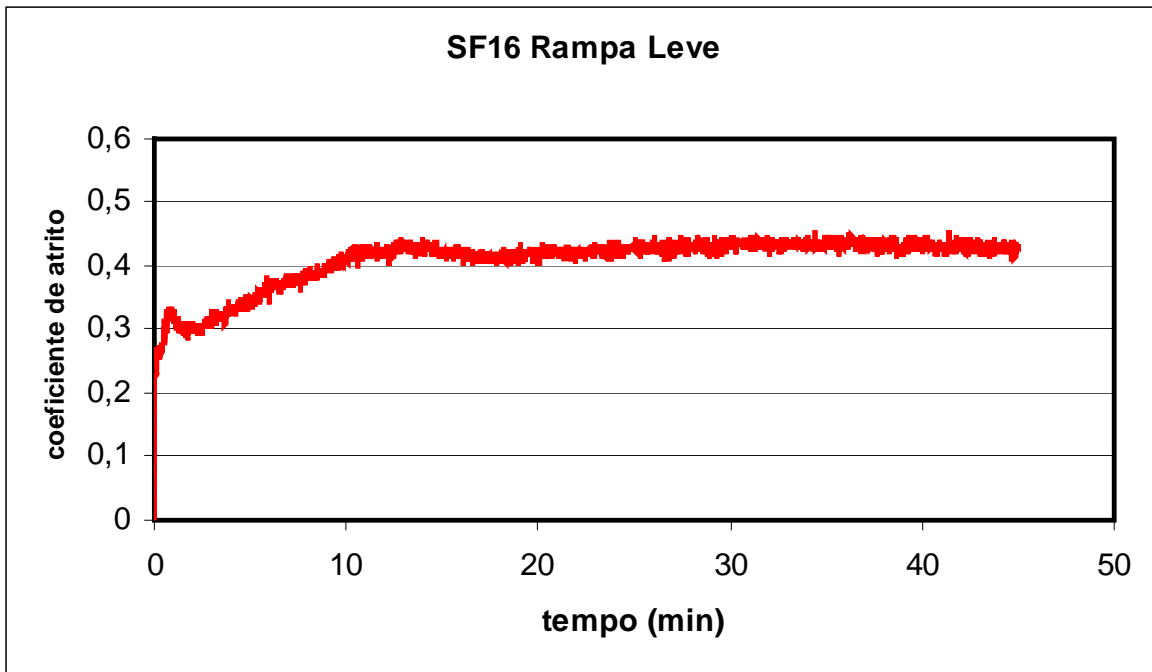
As figuras 5.16, 5.17 e 5.18 mostram os resultados obtidos para as sapatas SF 11, SF 12 e SF 16 respectivamente, para ensaios de rampa com frenagem leve. Para frenagem pesada, as figuras 5.19, 5.20 e 5.21 apresentam os resultados para as mesmas sapatas, na mesma sequência.



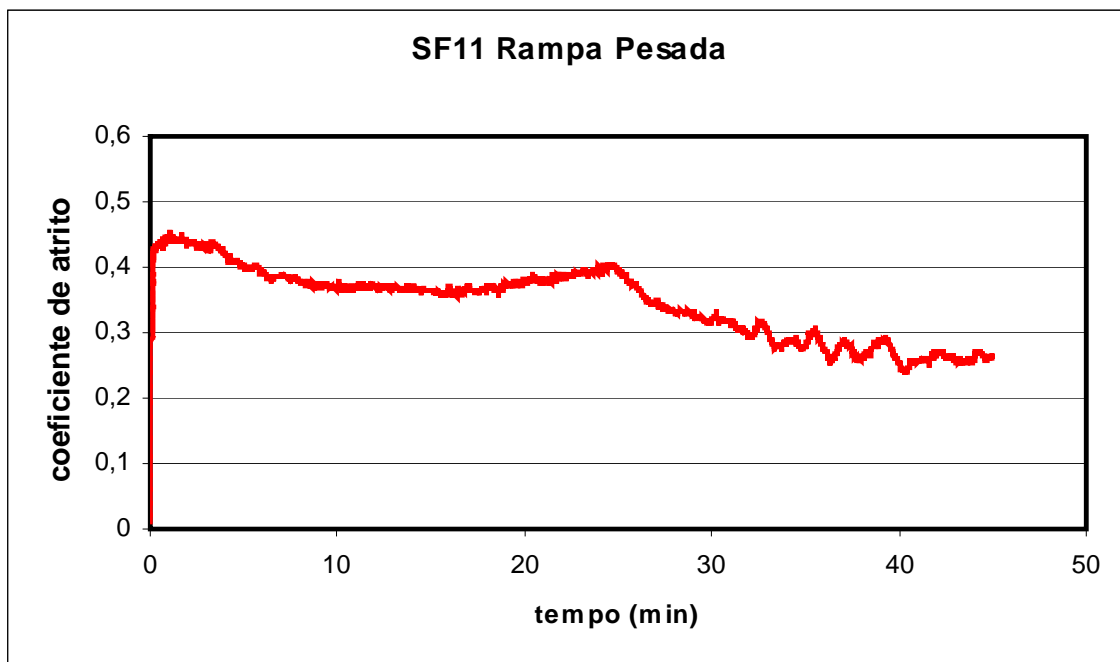
**Figura 5.16:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação do coeficiente de atrito, ensaio de frenagem constante, rampa leve.



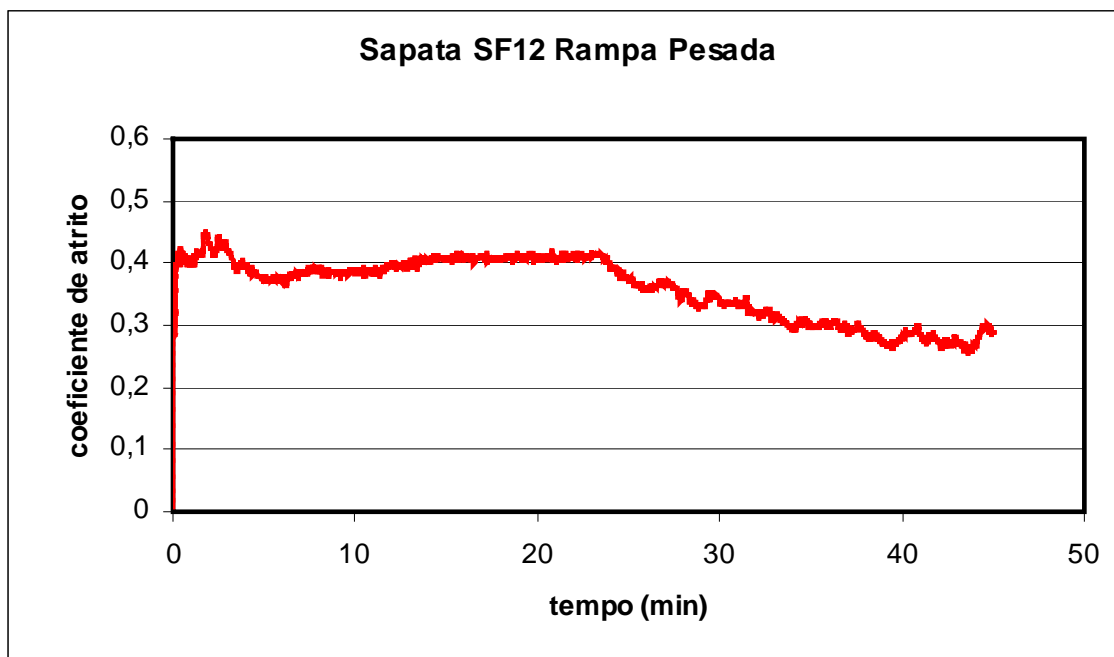
**Figura 5.17:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 12, variação do coeficiente de atrito, ensaio de frenagem constante, rampa leve.



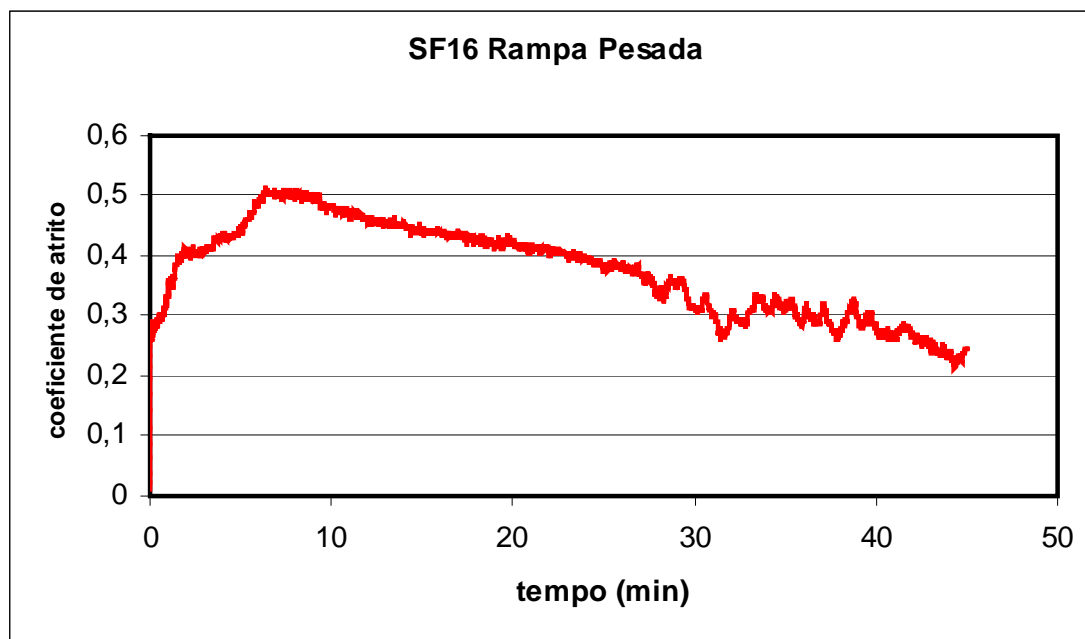
**Figura 5.18:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 16, variação do coeficiente de atrito, ensaio de frenagem constante, rampa leve.



**Figura 5.19:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação do coeficiente de atrito, ensaio de frenagem constante, rampa pesada.



**Figura 5.20:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 12, variação do coeficiente de atrito, ensaio de frenagem constante, rampa pesada.



**Figura 5.21:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 16, variação do coeficiente de atrito, ensaio de frenagem constante, rampa pesada.

Algumas observações podem ser feitas a partir das figuras:

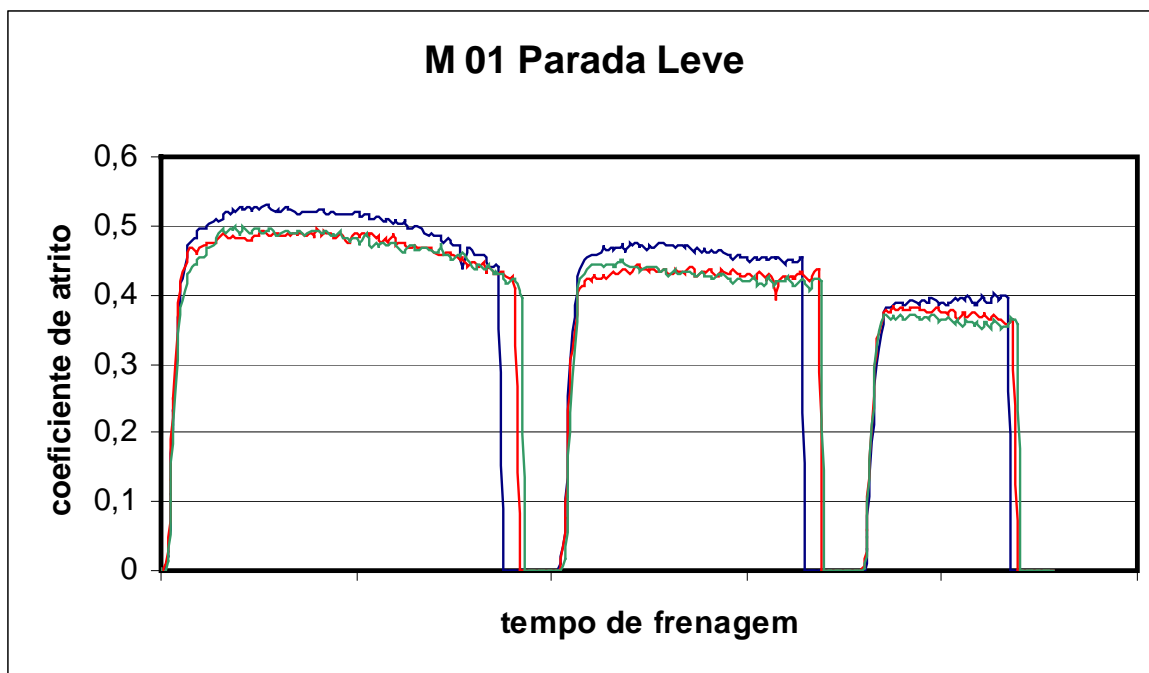
- Em todos os ensaios de rampa, exceto o de rampa leve para a sapata SF 16, o coeficiente de atrito diminui com o tempo de aplicação, ou seja, com o aumento da temperatura. Essa é a tendência esperada segundo a literatura.
- Os valores iniciais encontrados estão próximos dos valores encontrados nos ensaios de parada para a mesma velocidade (32 km/h), mostrando a coerência nos resultados dos ensaios.
- As sapatas SF 11 e SF 12 novamente apresentam desempenho similar tanto nos níveis de coeficiente de atrito como na variação com o tempo de frenagem (temperatura).
- A sapata SF 16, no ensaio de rampa pesada, teve um aumento de coeficiente de atrito inicialmente e uma posterior redução. Esse comportamento é característico de alguns materiais porosos (Santos , 1996), mas não é adequado para frenagens de vagões de carga em rampa pois pode levar ao maquinista a redução da aplicação do freio e posterior perda do controle do trem.

c) Ensaio de parada em sapatilhas.

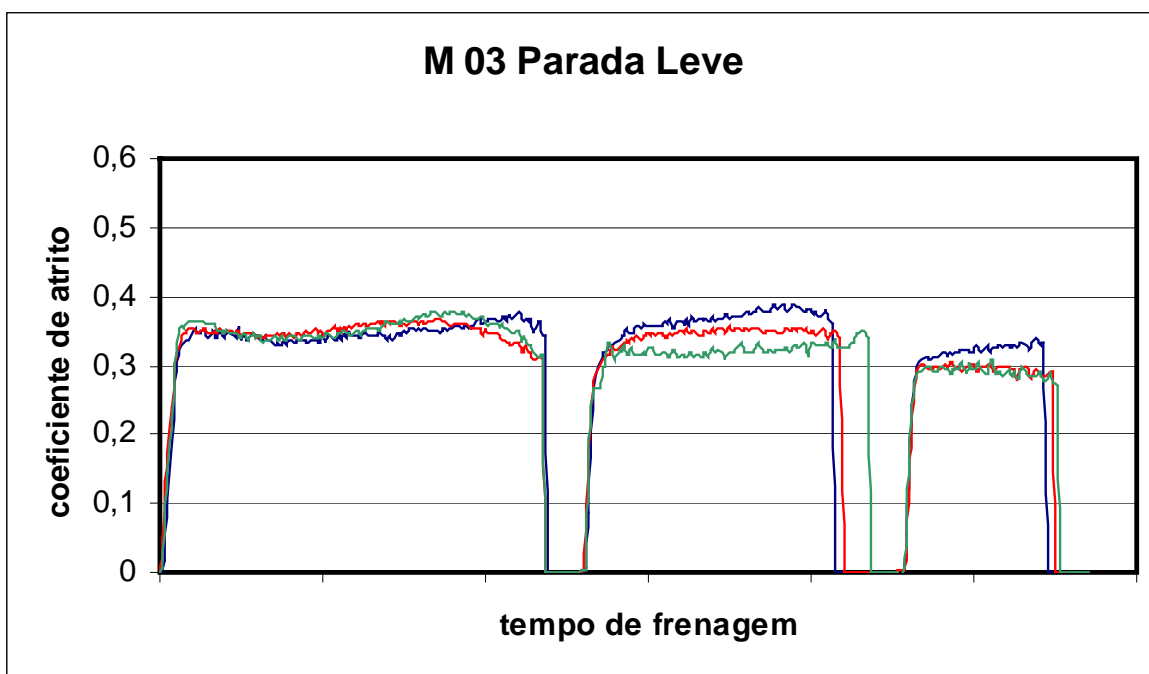
Os ensaios de parada foram realizados inicialmente a partir da seguinte sequência 96, 64, 32, 32, 64, 96, 96, 64 e 32 km/h. A frenagem a partir de 128 km/h foi excluída inicialmente porque o sistema que foi utilizado é empregado em veículos ferroviários especialmente construídos para os trens de passageiros de transporte metropolitano nacionais, que não ultrapassam 100 km/h. Seria arriscado utilizar um sistema recém adaptado no Banco Dinamométrico do LAFER, em condições além das previstas para sua aplicação. Caso houvesse dano ao sistema todo o trabalho posterior poderia ser comprometido. Além disso, os veículos de carga nacionais operam em velocidades bem abaixo de 100 km/h, o que justifica também a limitação da velocidade no ensaio.

Foram ensaiados dois tipos de sapatilhas, denominadas M 01 e M 03. As figuras 5.22 e 5.23 mostram os resultados para a sequência de parada para ambas. A sapatilha M 01 é importada e acompanha o sistema de freios originalmente instalado no veículo; a M 03 é uma sapatilha nacional utilizada na reposição da M 01.





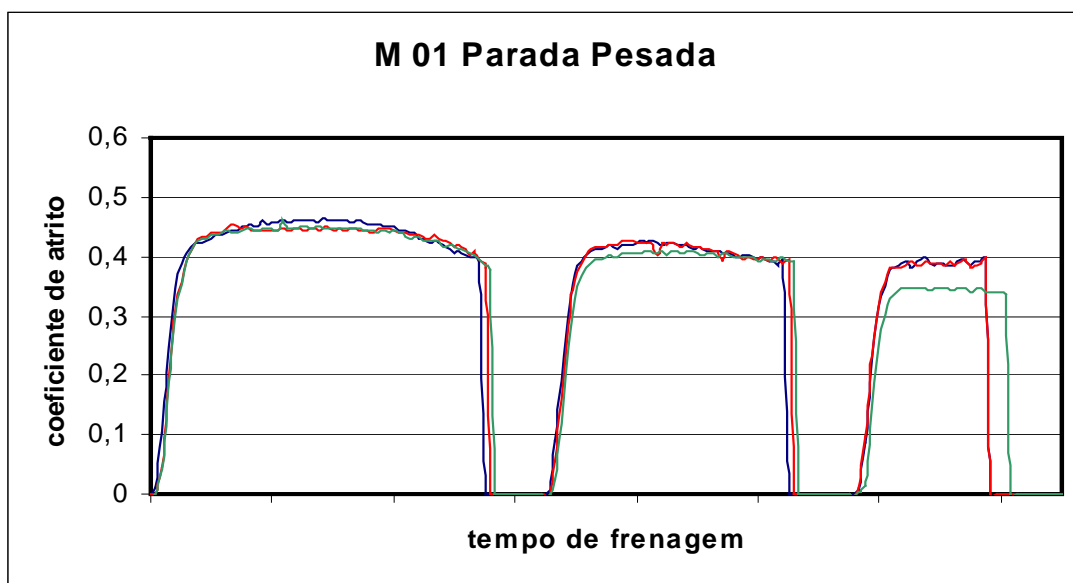
**Figura 5.22:** - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada leve.



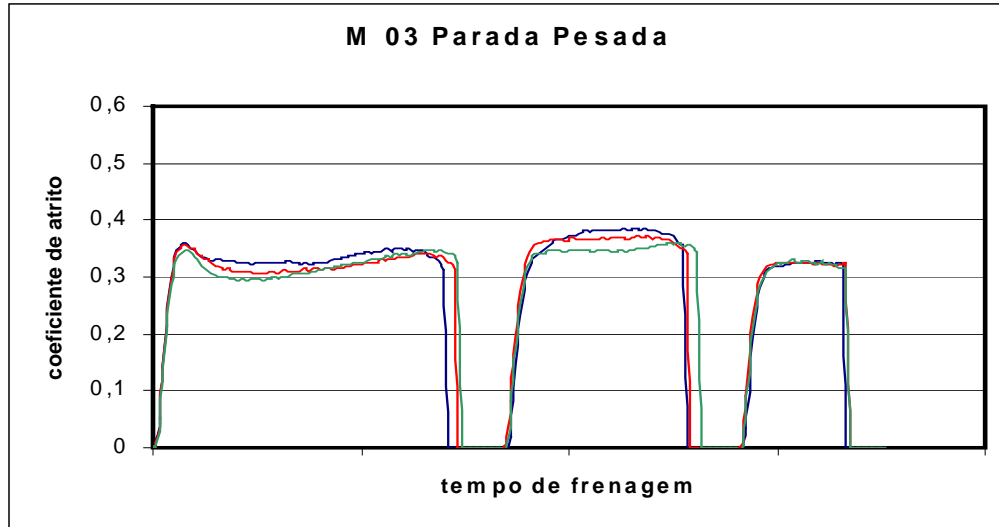
**Figura 5.23:** - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 03, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada leve.

As figuras 5.24 e 5.25 mostram o comportamento das sapatilhas citadas sob frenagem pesada. Para todos os gráficos de paradas leve ou pesada pode-se notar que há diferença significativa no comportamento das sapatilhas M 01 e M 03. Com base nos gráficos , as seguintes observações podem ser feitas:

- O coeficiente de atrito diminui com o aumento da pressão específica (leve ou pesada) na sapatilha M 01, mas não há variação significativa para a sapatilha M 03.
- A sapatilha M 01 tem uma elevação inicial do coeficiente de atrito, com posterior redução. A variação, no entanto, é da ordem de 10% no máximo. Aparentemente a influência da velocidade é pequena.
- A sapatilha M 03 sofre também pouca influência da velocidade, embora seu comportamento seja um pouco menos uniforme que a M 01.
- O valor médio do coeficiente de atrito da sapatilha M 03 foi menor que o da M 01 em todas as paradas.
- A sapatilha M 01 teve um comportamento não esperado na última frenagem a 32 km/h, apresentada na figura 5.24. Pode ter havido vitrificação do material, mas não há sobrecarga que justifique a redução no coeficiente de atrito apresentada. No entanto, outros ensaios deveriam ser feitos para melhor caracterização, o que está além dos objetivos do trabalho.

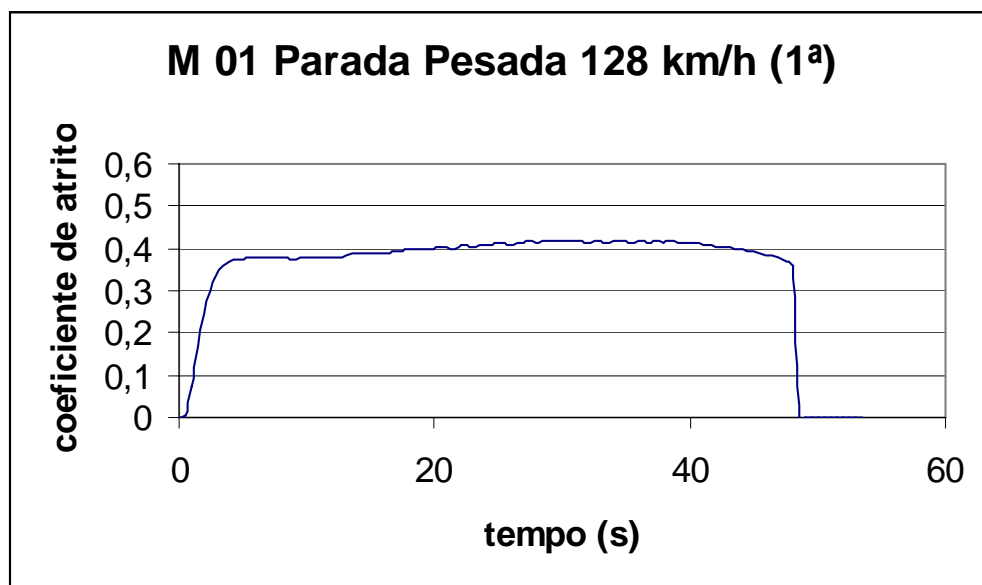


**Figura 5.24:** - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada pesada.

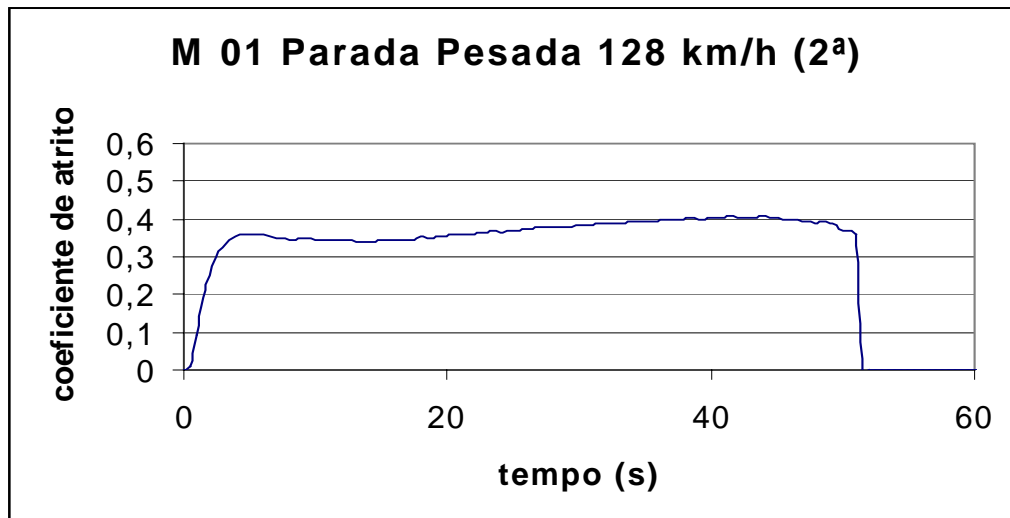


**Figura 5.25:** - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 03, variação do coeficiente de atrito ensaio de parada pesada.

Após a conclusão das seqüências anteriores de ensaio, permitindo a avaliação dos parâmetros que são de interesse deste trabalho, foi também realizada a simulação da frenagem a partir de 128 km/h, apenas na sapatilha M 01. O teste foi repetido duas vezes e o coeficiente de atrito é mostrado nas figuras 5.26 e 5.27



**Figura 5.26:** - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação do coeficiente de atrito 1ºensaio de parada pesada a 128 km/h.

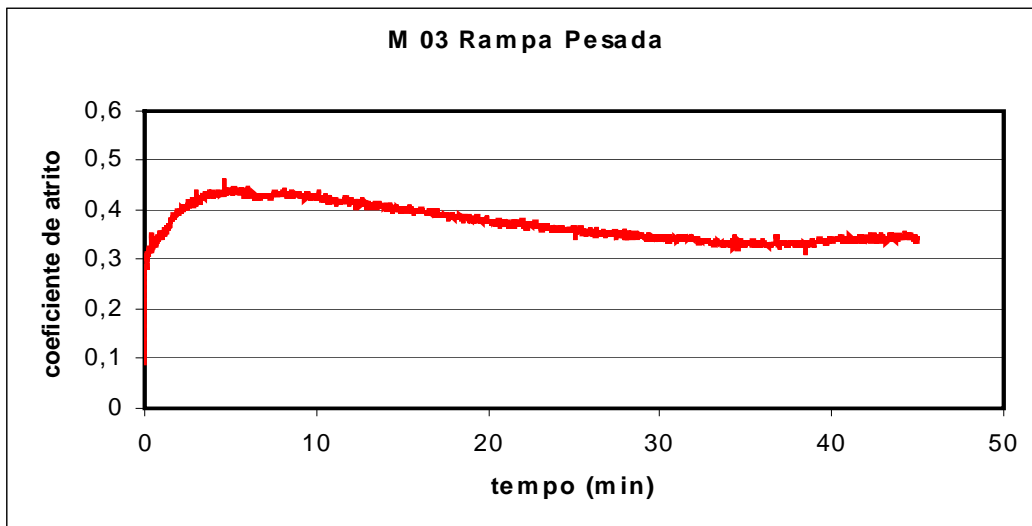


**Figura 5.27:** - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação do coeficiente de atrito 2º ensaio de parada pesada a 128 km/h.

Nas figuras anteriores pode ser visto que o coeficiente de atrito mantém uma tendência similar à apresentada na figura 5.24 (parada pesada) para as demais velocidades. No entanto, o tempo de parada é um pouco maior para a segunda frenagem, porque há uma leve redução no coeficiente de atrito em torno de 12 segundos de frenagem. Não há um motivo detectável para tal redução. O resultado mostrou que o sistema disco-sapatilha também pode ser utilizado para tais velocidades sem dificuldades maiores.

d) Ensaio de rampa em sapatilha.

Como a temperatura também é um fator de importância na avaliação de projetos de sistema de freio, tanto que os modelos analíticos e numéricos foram utilizados anteriormente para prevê-la, foi realizado um ensaio de rampa em apenas uma das sapatilhas. A figura 5.28 mostra o comportamento da sapatilha M 03 em ensaio de frenagem de rampa pesada durante 45 minutos. Variação semelhante à encontrada em sapatas porosas foi observada. Essa pequena instabilidade no coeficiente de atrito com a temperatura (tempo) pode dificultar sua utilização em veículos de carga, se não fosse semelhante a já encontrada para o sistema sapata-roda. A queda do coeficiente de atrito observada a partir do valor máximo obtido, não parece comprometer sua utilização, já que o valor mínimo encontrado em temperaturas elevadas ainda é superior ao valor da temperatura ambiente.



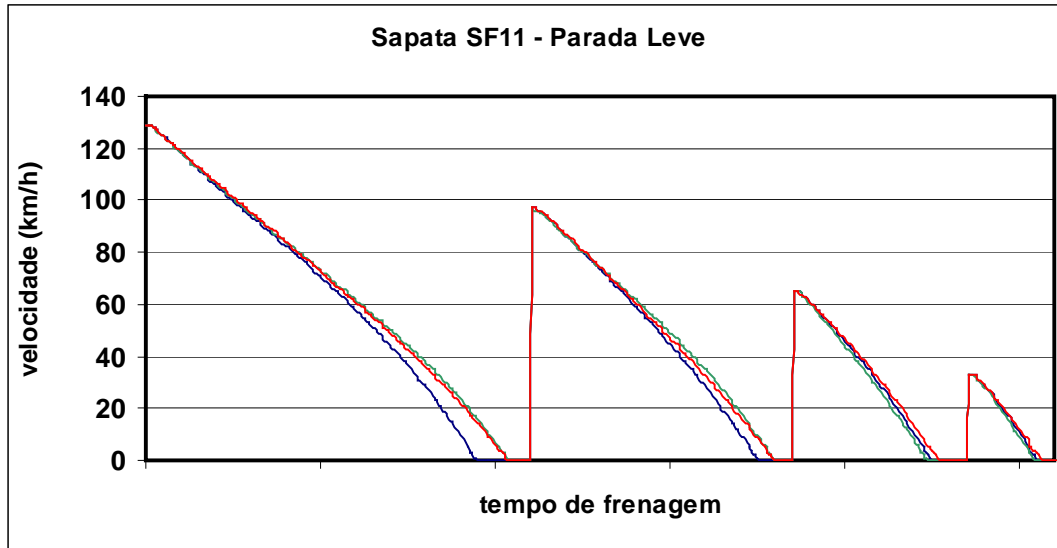
**Figura 5.28:** - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 03, variação do coeficiente de atrito, ensaio de frenagem constante, rampa pesada.

### 5.3.2: - Variação da Velocidade.

A realização dos ensaios permitiu a obtenção da variação de velocidade com o tempo. Esse parâmetro está diretamente relacionado a variação do coeficiente de atrito e, obviamente, do tempo de frenagem até a parada. A seguir, são mostrados os gráficos da variação da velocidade para cada uma das situações de parada representadas nas figuras anteriores. O traçado dessa variação permitiu conferir a tendência do coeficiente de atrito em cada uma das frenagens, já que a velocidade decai linearmente para atrito constante; tem inflexão para menos, para aumento no coeficiente e tem inflexão para mais, para o caso de diminuição desse valor. Em todos os casos verificados a convergência foi absoluta.

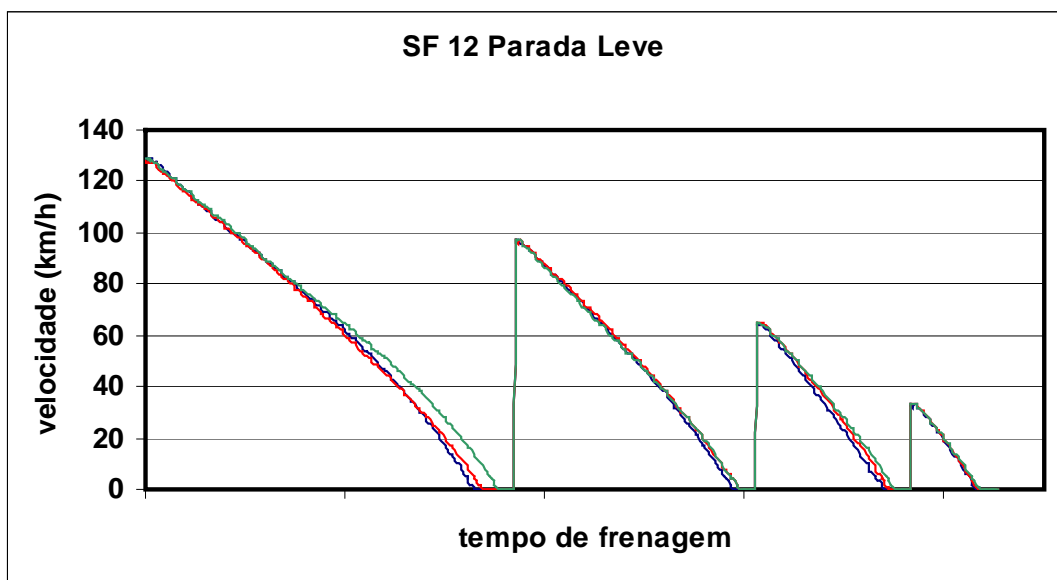
#### a) Frenagens de Parada em Sapatas

A figura 5.29 mostra a variação da velocidade para as frenagens mostradas na figura 5.10. Essa sequência foi realizada para a sapata SF 11. As mesmas cores e características das figuras iniciais para frenagens de parada são utilizadas nesse gráfico e nos seguintes. O aumento significativo do coeficiente de atrito no final da primeira frenagem dessa sequência, comentado anteriormente, fez com que o tempo de frenagem fosse menor e que a inflexão da curva fosse negativa na parte final da parada (curva em azul, no primeiro bloco da esquerda para a direita).

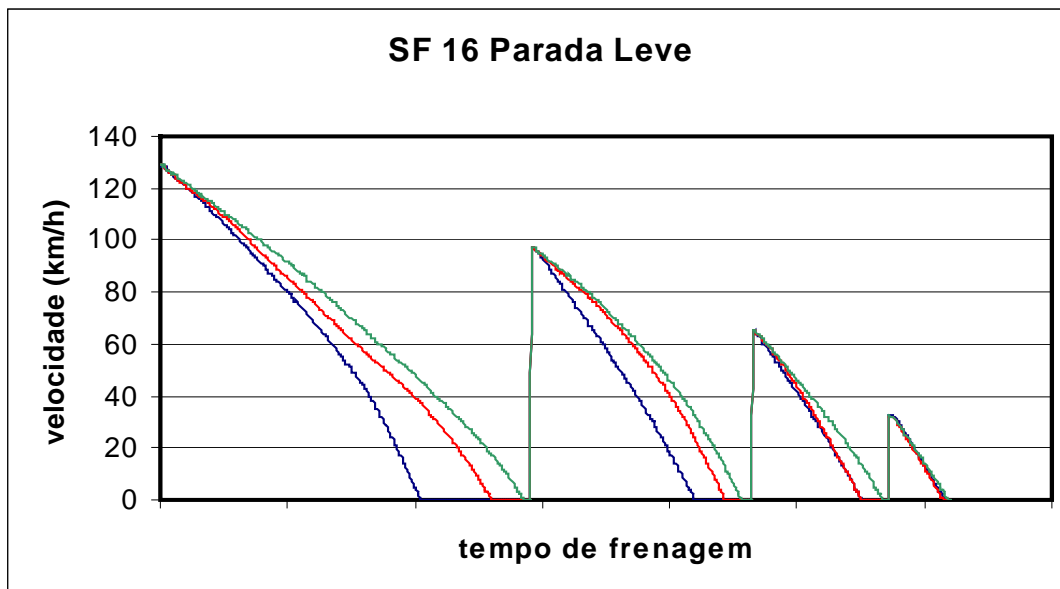


**Figura 5.29:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação da velocidade ensaio de parada leve.

As figuras 5.30 e 5.31 também mostram frenagens leves correspondentes às paradas apresentadas nas figuras 5.11 e 5.12, respectivamente. Nessa última, correspondente ao ensaio realizado na sapata SF 16, a variação da velocidade e do tempo de frenagem podem ser claramente relacionados também ao desempenho do coeficiente de atrito, como esperado.

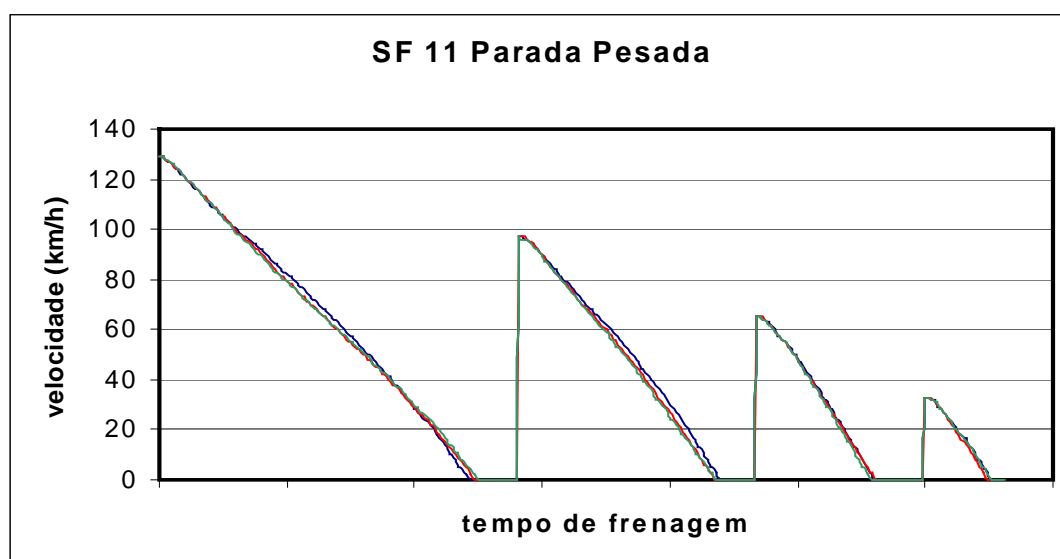


**Figura 5.30:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 12, variação da velocidade ensaio de parada leve.

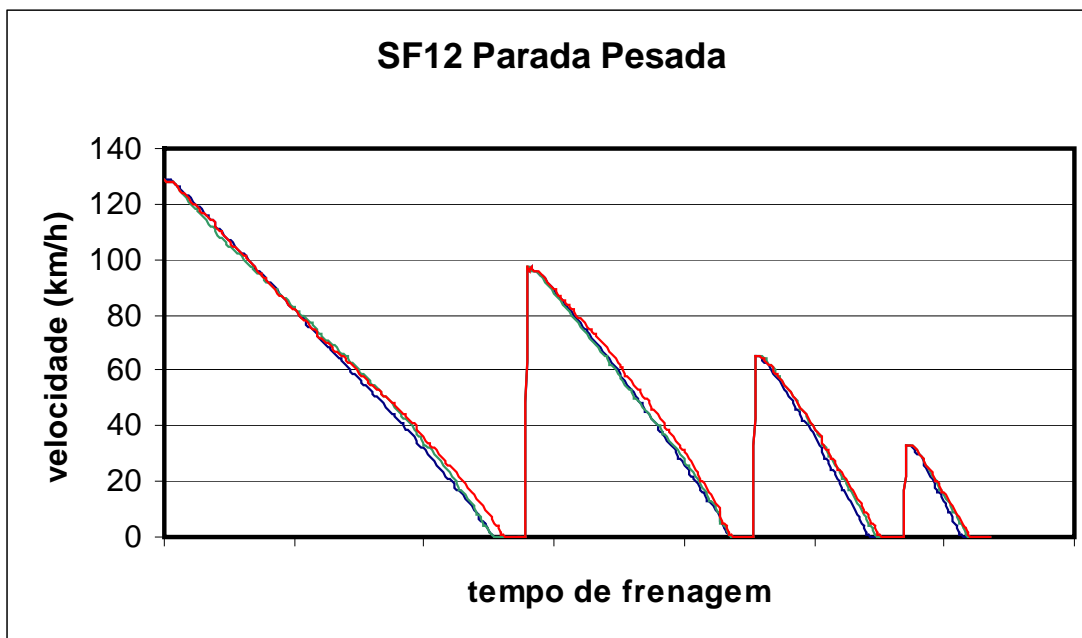


**Figura 5.31:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 16, variação da velocidade ensaio de parada leve.

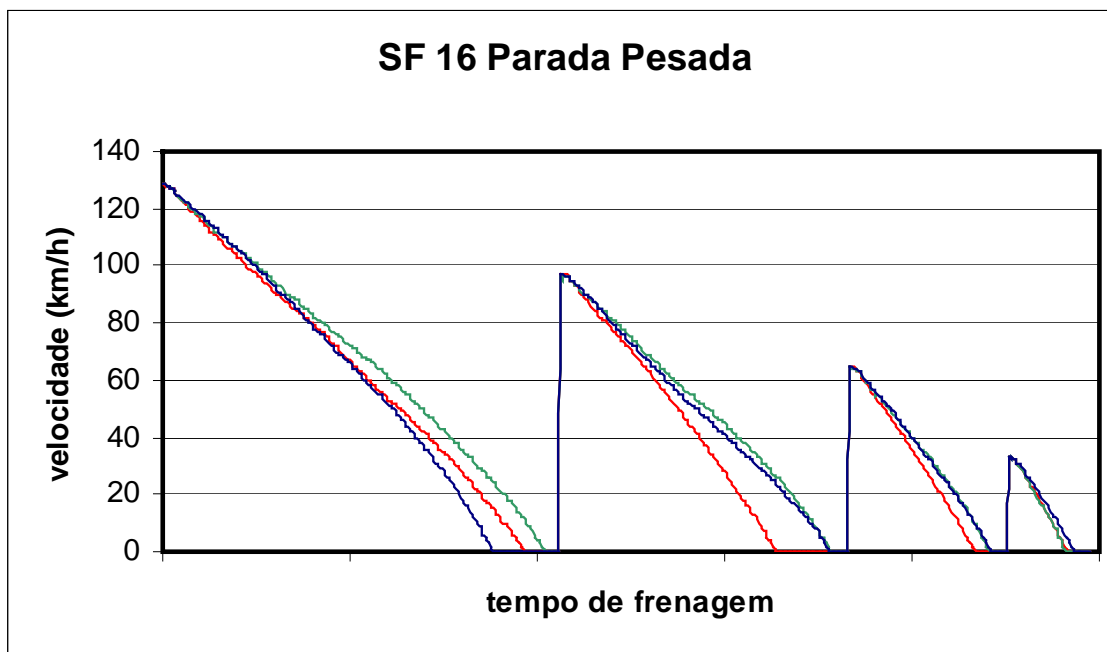
As figuras 5.32, 5.33 e 5.34 mostram a variação da velocidade para a condição de frenagem pesada. Novamente houve concordância absoluta com os dados obtidos para o coeficiente de atrito. Em especial, a sapata SF 16 foi a que mais teve variação, confirmando a instabilidade encontrada no coeficiente de atrito correspondente ao mesmo ensaio.



**Figura 5.32:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação da velocidade ensaio de parada pesada.



**Figura 5.33:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 12, variação da velocidade ensaio de parada pesada.



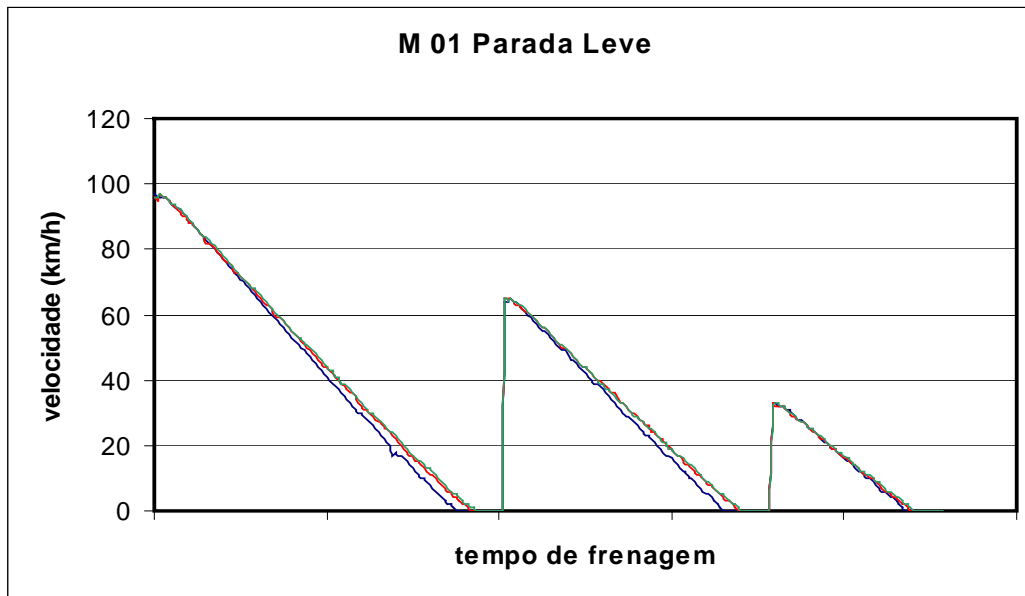
**Figura 5.34:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 16, variação da velocidade ensaio de parada pesada.

b) Frenagens de Parada em Sapatilhas

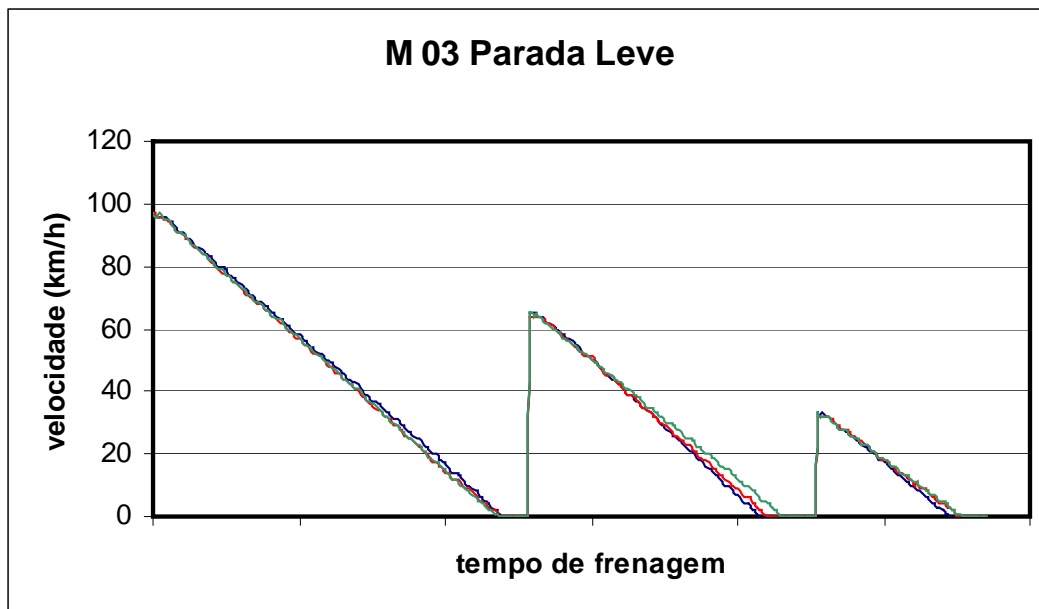
As figuras 5.35 a 5.38 mostram o comportamento da velocidade durante a avaliação das



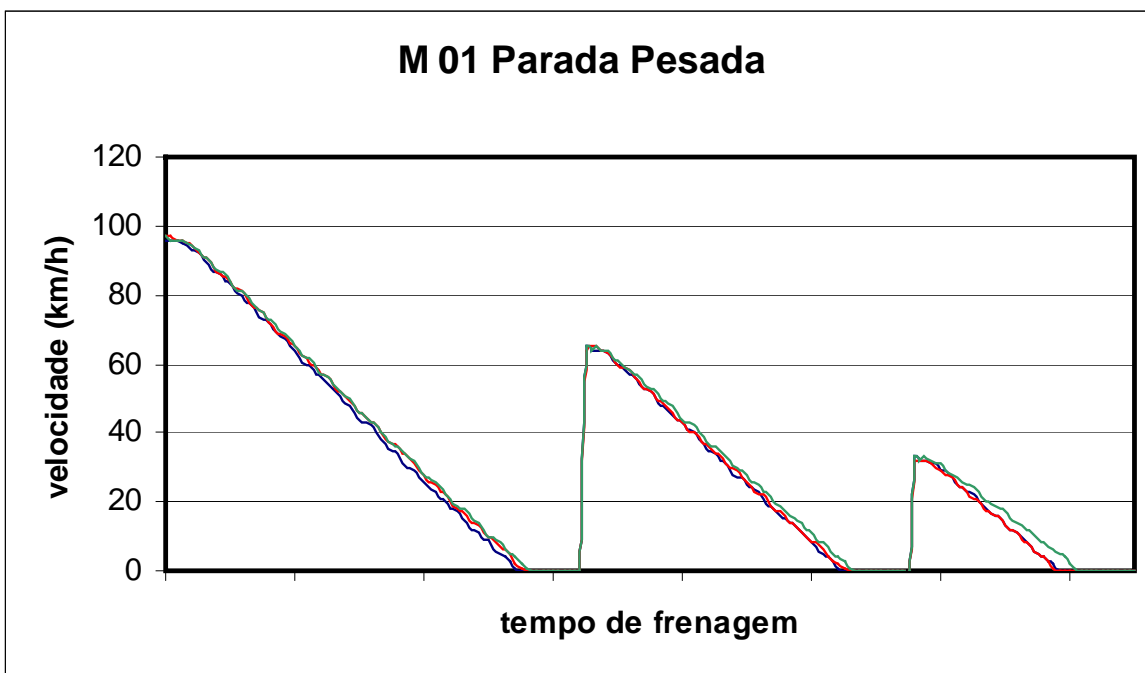
sapatilhas M 01 e M 03 nas condições e frenagens já descritas. A pequena variação no coeficiente de atrito reflete-se na linearização das curvas e a pequena diferença de valores entre frenagens sucessivas pode ser vista pela superposição das curvas. Essas curvas representam a velocidade máxima em apenas três níveis, conforme já comentado.



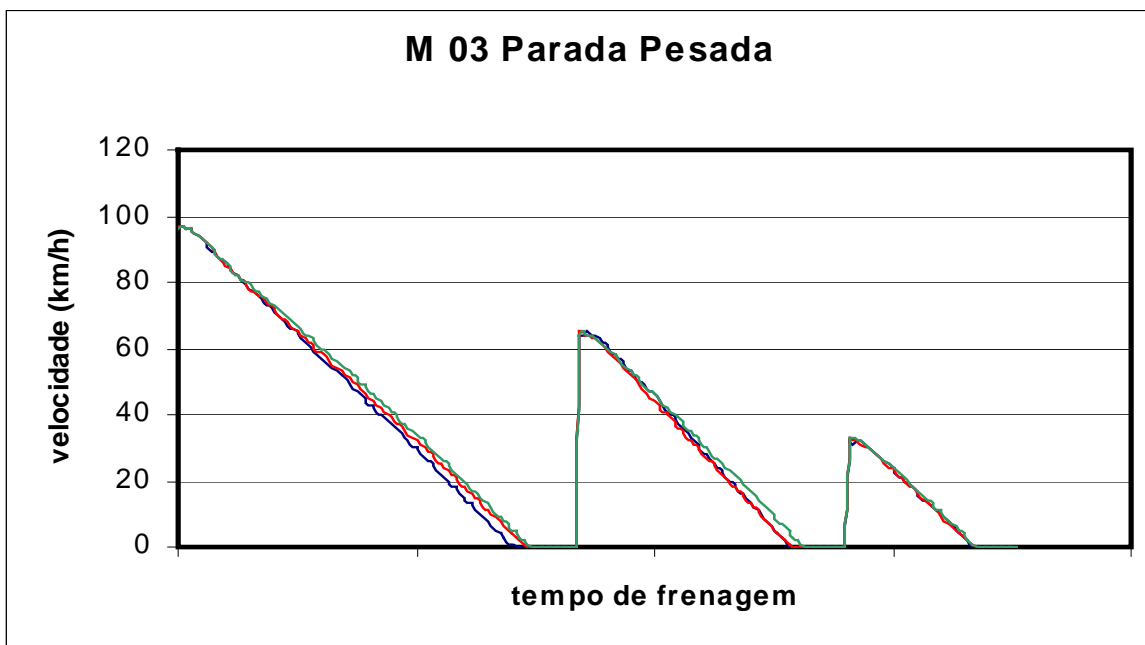
**Figura 5.35:** - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação da velocidade ensaio de parada leve.



**Figura 5.36-** Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 03, variação da velocidade ensaio de parada leve.

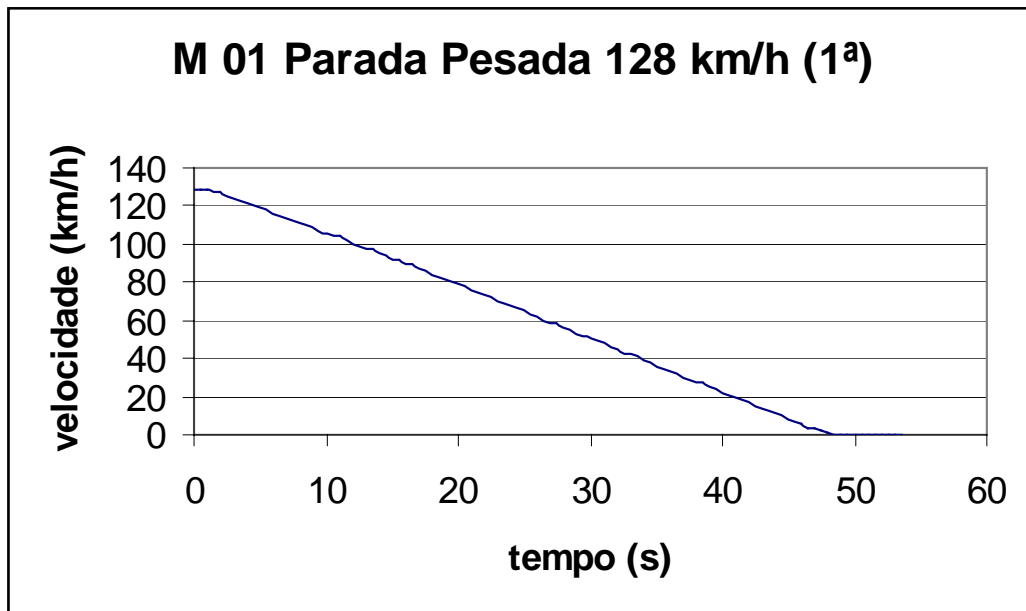


**Figura 5.37:** - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação da velocidade ensaio de parada pesada.

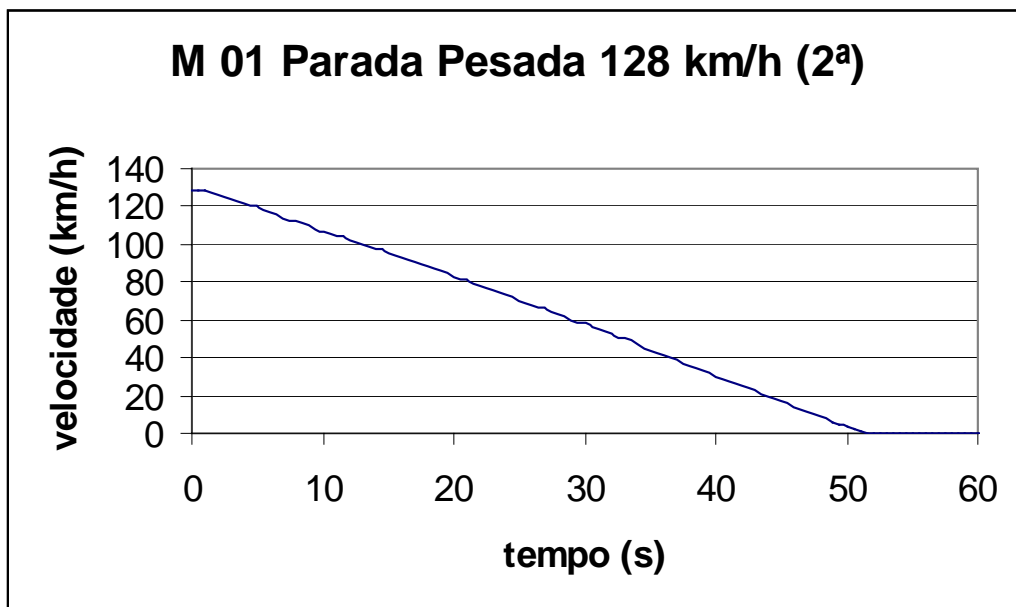


**Figura 5.38:** - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 03, variação da velocidade ensaio de parada pesada.

As figuras 5.39 e 5.40 mostram os resultados para as frenagens de parada efetuadas a partir de 128 km/h. Novamente, a linearidade do gráfico é função do comportamento do atrito apresentado anteriormente.



**Figura 5.39:** - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação da velocidade 1º ensaio de parada pesada a 128 km/h.



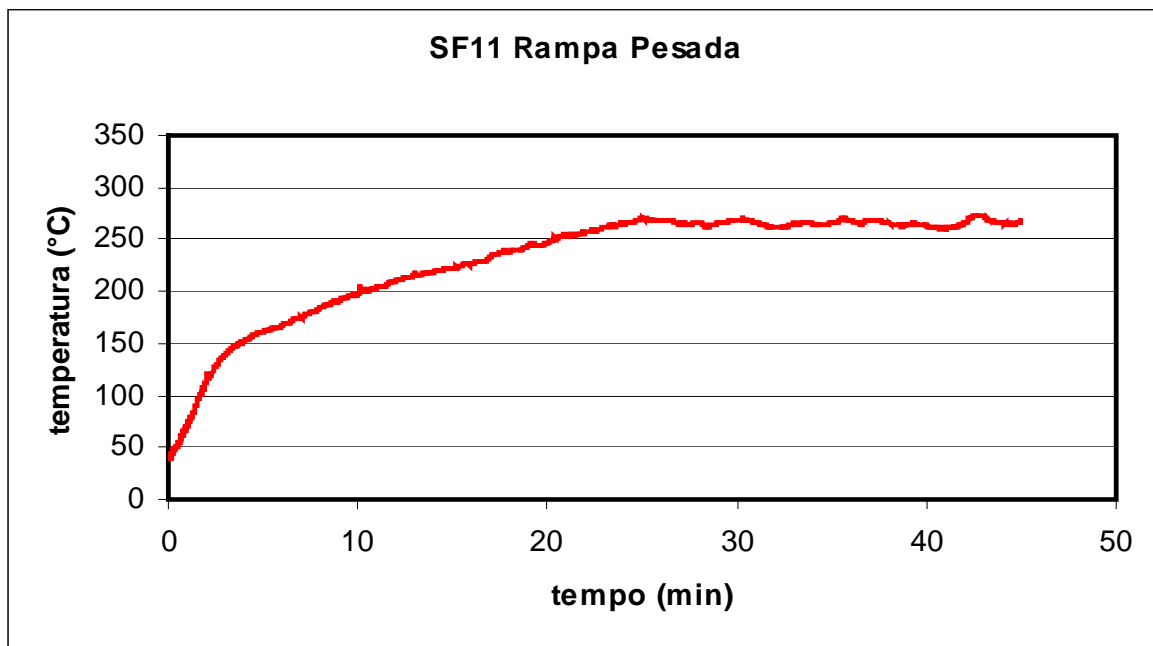
**Figura 5.40:** - Par de Atrito sapatilha-disco, amostra M 01, variação da velocidade 2º ensaio de parada pesada a 128 km/h.

Os resultados para a velocidade apresentados permitem concluir que os resultados, avaliados por dois métodos diferentes (atrito e velocidade) são coerentes.

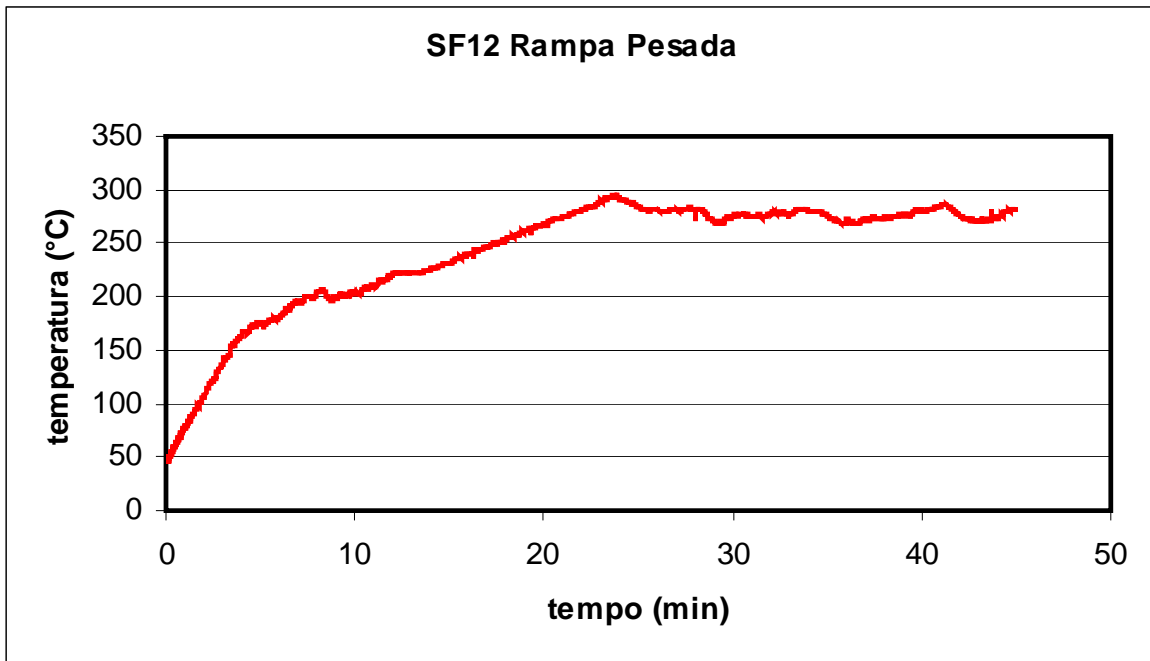
### 5.3.3: - Variação da Temperatura.

A medição da temperatura faz parte dos procedimentos de ensaio escolhido. Para os ensaios realizados, seria adequado avaliar apenas as temperaturas máximas atingidas, para realizar o mesmo esforço de frenagem. Assim, foi decidido incluir apenas os resultados para as frenagens em rampa, que levam a maiores temperaturas, para força de frenagem pesada.

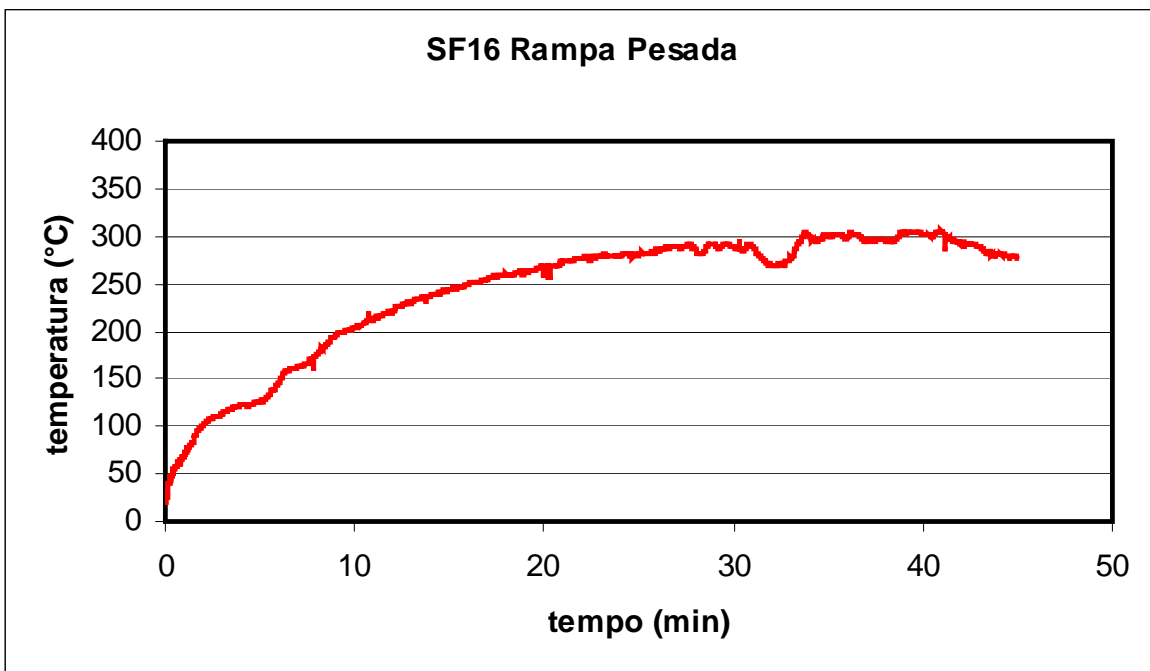
As figuras 5.41, 5.42 e 5.43 mostram a variação de temperatura durante os ensaios de rampa pesada para as sapatas SF 11, SF 12 e SF 16. A similaridade de comportamento das sapatas SF 11 e SF 12 se refletiu nas temperaturas atingidas. A temperatura máxima de ambas ficou em torno de 275 °C, tendo se estabilizado após cerca de 25 minutos de frenagem. Para a sapata SF 16, a estabilização também ocorreu aproximadamente no mesmo tempo, mas os valores de temperatura foram levemente superiores.



**Figura 5.41:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 11, variação da temperatura, ensaio de frenagem constante, rampa pesada.

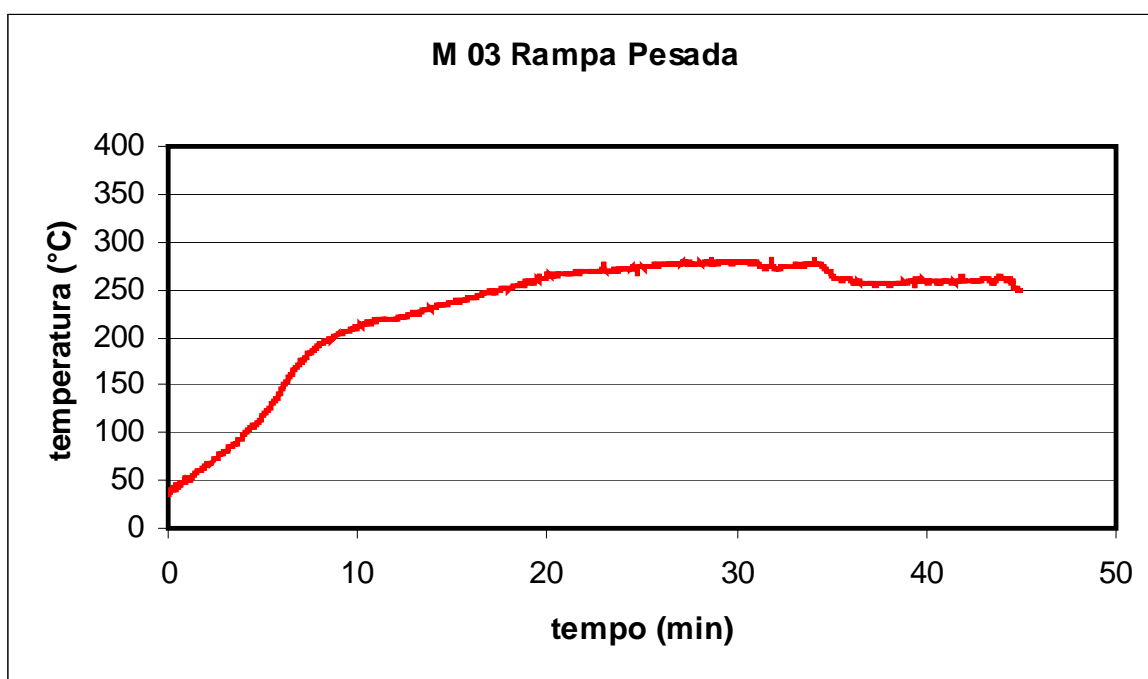


**Figura 5.42:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 12, variação da temperatura, ensaio de frenagem constante, rampa pesada.



**Figura 5.43:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra SF 16, variação da temperatura, ensaio de frenagem constante, rampa pesada.

A figura 5.44 mostra a variação de temperaturas para a sapatilha M 03 durante o ensaio de rampa pesada. Os valores máximos são aproximadamente os mesmos obtidos com as sapatas. Isso indica que o conjunto sapatilha disco também tem um patamar de estabilização de temperaturas abaixo do valor recomendado pela A.B.A. (1975), que é de 345 °C. É importante ressaltar que o método utilizado para a medição da temperatura serve apenas para comparação de valores, já que esta não é medida diretamente na sapata ou sapatilha, mas através de um termopar preso a uma fita metálica em contato com a roda ou disco.



**Figura 5.44:** - Par de Atrito sapata-roda, amostra M 03, variação da temperatura, ensaio de frenagem constante, rampa pesada.

#### **5.3.4: - Distâncias de Parada**

O principal parâmetro a ser avaliado nesse trabalho é a distância de parada. Devido a importância de se garantir que veículos de grande capacidade de carga parem em uma distância segura, esse foi o parâmetro escolhido para comparar os sistemas de freios.

A tabela 5.1 mostra as distâncias de parada obtidas em cada um dos ensaios de parada leve

realizados. Nota-se a importante variação ocorrida entre distâncias de parada para uma mesma sapata, em uma mesma velocidade. O problema é ainda mais crítico para a sapata SF16, que tem diferenças de até 800 m entre duas frenagens a partir de 128 km/h. Como comentado, pode ser um problema isolado que causa essa grande diferença entre distâncias no primeiro ensaio após a colocação da sapata no suporte (pesagem pós assentamento).

**Tabela 5.1:** - Distâncias de Parada - Sapata Roda - Frenagem Leve.

vel. km/h	Distância de Parada Obtida (m)								
	sapata <b>SF11</b>			sapata <b>SF12</b>			sapata <b>SF16</b>		
	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>
128	1884,2	2012,7	1997,1	1976,7	1970,1	2081,5	2570	3066,3	3391,7
96	969,0	1037,4	1018,5	979,4	1003,2	988,0	1127,4	1460,3	1581,7
64	401,1	380,7	418,1	375,4	403,1	417,4	502,6	520,1	611,0
33	105,1	99,9	110,4	104,0	107,2	109,2	132,6	125,3	136,7

A tabela 5.2 mostra as distâncias para as sapatilhas M 01 e M 03 para ensaios de frenagem leve. A constância no coeficiente de atrito para frenagens sucessivas reflete-se na proximidade dos valores.

**Tabela 5.2:** - Distâncias de Parada – Sapatilha Disco - Frenagem Leve.

vel. km/h	Distância de Parada Obtida (m)					
	sapatilha <b>M01</b>			sapatilha <b>M03</b>		
	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>
128	-	-	-	-	-	-
96	720,9	750,1	759,7	997,9	972,1	973,9
64	356,1	380,1	381,1	450,1	456,8	481,0
33	115,1	116,8	119,4	131,1	139,0	140,7

As tabelas 5.3 e 5.4 mostram a mesma variável em ensaios de frenagem pesada, para sapatas e sapatilhas, respectivamente. Esses resultados mostram que as diferenças não são grandes para nenhum dos materiais ensaiados e são, como esperado, menores do que as encontradas para frenagens leves.

**Tabela 5.3:** - Distâncias de Parada - Sapata Roda - Frenagem Pesada.

vel. km/h	Distância de Parada Obtida (m)								
	sapata <b>SF11</b>			sapata <b>SF12</b>			sapata <b>SF16</b>		
	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>
128	1418,5	1401,0	1407,2	1447,9	1466,8	1488,3	2189,4	2368,6	2114,4
96	712,4	682,5	673,8	690,3	689,6	724,7	1013,2	1272,8	1222,6
64	282,9	279,0	273,8	266,3	278,6	291,8	393,6	452,9	452,2
33	84,3	79,0	83,4	72,9	80,3	82,2	98,9	96,9	110,8

**Tabela 5.4:** - Distâncias de Parada – Sapatilha Disco - Frenagem Pesada.

vel. km/h	Distância de Parada Obtida (m)					
	sapatilha <b>M 01</b>			sapatilha <b>M 03</b>		
	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>
128	-	-	-	-	-	-
96	460,4	473,6	478,2	593,2	612,8	629,9
64	230,1	233,1	243,5	262,1	256,1	274,7
33	69,4	68,5	80,0	80,1	79,2	82,2

As tabelas 5.5 e 5.6 mostram a comparação entre as distâncias médias obtidas nos três ensaios para cada uma das sapatas ou sapatilhas e as distâncias recomendadas de acordo com o procedimento de ensaio adotado. A primeira é para frenagem leve e a segunda para frenagem pesada. São as tabelas principais e que permitem a conclusão desse trabalho.

**Tabela 5.5:** - Distância Média de Parada - Frenagem Leve.

Distância Média de Parada Obtida (m)							
vel. km/h	sapata <b>SF 11</b>	sapata <b>SF 12</b>	sapata <b>SF 16</b>	sapatilha <b>M 01</b>	sapatilha <b>M 03</b>	Distância de Parada segundo BD 01 (AAR)	
						mínima	máxima
128	1964,7	2009,4	3009,3	-	-	1643	2466
96	1008,3	990,2	1389,8	743,6	981,3	820	1228
64	400,0	398,6	544,6	372,4	462,6	332	497
33	105,1	106,8	131,5	117,1	136,9	85	128



**Tabela 5.6:** - Distâncias Média de Parada - Frenagem Pesada.

Distância Média de Parada Obtida (m)							
vel. km/h	sapata SF11	sapata SF12	sapata SF16	sapatilha M01	sapatilha M03	Distância de Parada segundo BD 01 (AAR)	
						mínima	máxima
128	1408,9	1467,7	2224,1	936,0	-	1241	1862
96	689,6	701,5	1169,5	470,7	612,0	549	826
64	278,6	278,9	432,9	235,6	264,3	210	314
33	82,2	78,5	102,2	72,6	80,5	58	85

Nessas tabelas pode-se observar que as sapatas denominadas SF11 e SF12 atendem a distância de parada recomendada, sendo adequadas para uso no transporte de cargas. A verificação da origem dessas sapatas mostrou que são do mesmo fabricante. A sapata SF16 simplesmente não atende a nenhuma faixa de velocidades. A distância de parada está sempre acima do necessário. Esses três tipos de sapatas são comercializadas no mercado nacional.

As tabelas mostram também que a sapatilha M 01 atende à norma tanto para frenagens leves quanto para pesadas, mas apenas para velocidade mais baixas. Em velocidades mais altas, as distâncias são ainda menores que as recomendadas, indicando que podem ser utilizadas com pequenos ajustes técnicos.

A sapatilha M 03 atende à norma em todos as velocidades em que foi avaliada, tanto para frenagens leves como pesadas, podendo substituir adequadamente as sapatas de freio.

#### **5.4: - Discussão Final**

Pode-se afirmar que os valores encontrados para as temperaturas, pelos dois métodos abordados são coerentes. Pelo método analítico para a frenagem de parada pesada com velocidade inicial de 128 km/h, considerado como valor médio do coeficiente de atrito  $\mu = 0,3$ , foi encontrado para a roda o valor de 204 °C. Para a mesma condição de frenagem, pela análise numérica através do método dos elementos finitos, foi encontrado o valor da temperatura máxima de 200°C para a roda.

Os resultados atingidos por ambos os métodos além de serem coerentes entre si são coerentes com os resultados experimentais de ensaios já realizados pelo LAFER e também são coerentes com os resultados experimentais das sapatas avaliadas no presente trabalho, tendo ficado o valor da temperatura em todas as simulações abaixo, do valor máximo indicado pela A.B.A. (1975) que é de 345 °C.

Na mesma condição de frenagem de parada pesada para discos foi encontrado pelo método analítico o valor de 202°C, bastante próximos ao encontrado pelo método numérico dos elementos finitos, que forneceu o valor de 192 °C para disco com aletas retangulares e 214°C para o modelo do tipo pinos. Apesar da diferença de temperatura entre ambos os métodos para o caso dos discos, a temperatura também ficou abaixo do valor indicado pela A.B.A. Para o caso de discos não temos valores de resultados experimentais prévios na base de dados dos ensaios realizados no BD, pois foi este o primeiro ensaio realizado em disco no LAFER.

Com relação aos valores de temperatura alcançados o disco pode perfeitamente ser utilizado em substituição ao sistema de sapata-roda, podendo ser utilizado com a grande vantagem de reduzir a carga térmica sobre as rodas que, combinada com a carga mecânica do peso por eixo, é a grande responsável pela ocorrência de defeitos e falhas em rodas, podendo aumentar em muito a vida útil das mesmas.

Com relação às distâncias de parada, o sistema de disco-sapatilha mostrou em todos os casos ensaiados desempenho compatível ao solicitado no ensaio AAR, o que não aconteceu com a sapata comercial SF 16, que em todos os ensaios excedeu a distância recomendada.

O sistema disco-sapatilha nas frenagens de parada leve e pesada apresentou resultados compatíveis com o solicitado pela AAR, tendo ainda a amostra M 01 apresentado distância de parada inferior ao mínimo recomendado, o que pode ser vantajoso uma vez que essa distância mínima estabelecida para o ensaio de sapata é relacionada ao valor máximo do coeficiente de atrito que uma sapata pode ter para que a carga térmica produzida não agride a roda. Como no sistema de freio disco-sapatilha essa carga térmica está fora da superfície de rolamento da roda, pode-se vir a ter distâncias de parada menores que as indicadas pela AAR, para veículos de carga

sem conseqüências danosas à roda. Lembrando que a norma AAR refere-se somente à frenagem realizada com sapatas de alto coeficiente de atrito e dentro do que essa norma prescreve, o sistema disco-sapatilha a atende, com a grande vantagem de retirar a carga térmica da pista de rolamento da roda sem comprometer a segurança, ou seja, a distância de parada.

## Capítulo 6

### Conclusões

Conforme a proposta de estudo descrita na introdução, este trabalho atingiu o objetivo traçado: verificar a possibilidade técnica da utilização do sistema de freio de atrito tipo disco-sapatilha em substituição ao sistema convencional de freio de atrito tipo sapata-roda, utilizados em vagões de carga.

Para atingir o objetivo proposto, o problema foi abordado através dos seguintes passos:

- Definição do procedimento de ensaio a ser utilizado.

Com base na avaliação das condições de frenagem dos veículos ferroviários nacionais, foi escolhida a norma M-926/92, da Associação Americana de Ferrovias (A.A.R.,1996), também descrita no procedimento de trabalho LAFER BD-01, do Laboratório Ferroviário do Departamento de Projeto Mecânico da FEM- UNICAMP. Essas normas refletem o padrão de frenagem dos veículos nacionais que têm como característica uma elevada carga por eixo e baixa velocidade quando comparados com veículos leves e rápidos europeus.

- Definição das condições de ensaios em discos de freio.

Considerando que a mesma inércia deveria ser freada em um tempo equivalente ao obtido

com a sapata-roda, foi definida a força normal necessária para causar a mesma distância de parada, admitindo-se inicialmente que os valores de atrito seriam os mesmos. Obviamente poderia não ser verdade e ajustes teriam que ser feitos. No entanto, o procedimento mostrou-se adequado.

- Análise da distribuição de temperatura no disco e na roda através do Método de cálculo teórico, visando avaliar se o sistema a disco poderia ser submetido às mesmas condições de frenagem empregadas para o ensaio de sapatas.

Foram efetuadas as modelagens para roda de 36 pol. de diâmetro; disco de freio com aletas "retangulares" e de disco de freio e com aletas do tipo "pinos". Ambos os tipos de disco foram modelados em dimensões e modelos semelhantes ao disco de freio da KNORR, tipo 640/350X110-22, que foi ensaiado no Banco Dinamométrico para este trabalho. Através do programa Ansys 6.0, disponível na FEM-UNICAMP, foi efetuada a simulação do aquecimento decorrente da frenagem de parada nas condições de velocidade inicial de 128 e 96 km/h, em frenagem pesada, sendo exploradas as condições térmicas alcançadas para os valores do coeficiente de atrito  $\mu$  de 0,3 e 0,5, obtendo-se a magnitude da temperatura atingida na superfície de atrito da roda e do disco, reproduzindo uma faixa de comportamento térmico severo possível de se alcançar no campo.

Pela análise dos resultados observa-se que a máxima temperatura alcançada pelo disco está localizada na borda externa da superfície de atrito, e o valor da temperatura atingida está abaixo de 345 °C, valor limite recomendado pela A.B.A.,(1975). Portanto, pela simulação numérica, o disco está apto a substituir a roda.

Foi também efetuada , pelo método analítico, a análise da possível temperatura atingida pelo disco de freio ventilado. Para a viabilização da análise teórica em face da complexidade da forma das aletas existentes no tipo de disco ensaiado, tipo "pinos", utilizou-se a concepção de um modelo de dimensões equivalentes, com aletas tipo "retangulares", possível de ser equacionado e verificado analiticamente.

Esse modelo teórico concebido foi validado através da comparação das temperaturas atingidas na simulação do mesmo pelo MEF, que mostrou resultados das temperaturas bastante próximos.

A análise teórica mostrou que também nesse caso as temperaturas foram inferiores às recomendadas. Como o modelo é concentrado, a elevação da temperatura encontrada para ensaios de parada foi pequena em comparação à atingida na simulação numérica, como esperado.

- Análise experimental dos sistemas sapata-roda e disco-sapatilha.

Para a análise experimental foram realizados no Banco Dinamométrico ensaios nos pares de atrito sapata-roda e sapatilha-disco, segundo a metodologia dos ensaios em sapatas de freio da Norma A.A.R. M-926/92, e em sapatilhas de freio utilizando-se as mesmas condições de carregamento, buscando-se atingir semelhantes distâncias de parada. A análise dos resultados alcançados nos ensaios mostra que o conjunto de freio sapatilha-disco pode substituir o conjunto convencional sapata-roda, com relação ao comportamento da temperatura e quanto às distâncias de frenagem.

Os resultados obtidos nos ensaios realizados no BD, nas simulações numéricas e na análise teórica asseguram que a metodologia empregada é válida. Indicam também que para esse tipo de análise, a simulação pelo método dos elementos finitos é extremamente prática e conveniente podendo dispensar a análise teórica, para a avaliação inicial da possibilidade de ensaio no BD de discos de freio, com relação à temperatura.

Neste trabalho não foram analisados os aspectos econômicos da substituição do sistema sapata-roda pelo de disco-sapatilha. Pode não ser conveniente a substituição pelas seguintes razões:

- O custo do sistema disco-sapatilha é atualmente superior ao do sistema sapata-roda.
- As baixas velocidades de operação nas principais ferrovias do país, em função da

precariedade da via, ainda não causam defeitos em quantidades significativas em rodas. Exceção feita às E.F. Carajás e Vitória a Minas, onde o problema já apareceu, sendo economicamente significativo.

- Frota de vagões das principais ferrovias de carga (minério) foram recém reformadas, estando os vagões com grande vida útil pela frente, porém deve ser considerada a implementação na renovação da frota ou no aumento da velocidade.
- Ainda não existe comercialmente um modelo de truque voltado para o sistema disco-sapatilha, para trens de carga de alta tonelagem por eixo (30 toneladas), embora em ferrovias européias já existam iniciativas nesse sentido, porém para veículos com cargas mais baixas por eixo (20 toneladas).

Este trabalho teve como mérito adicional ser o primeiro trabalho científico nacional a apresentar resultados experimentais para o sistema disco-sapatilha.

Como observação final destaca-se a grande vantagem da utilização dos discos para dissipar o calor gerado na frenagem em relação ao sistema convencional no tocante à vida em serviço das rodas. Rodas não aquecidas, sob as mesmas condições de carga tem vida em serviço muito superior a das rodas que suportam a frenagem (Santos, 1996). Conforme os resultados deste trabalho, o sistema disco-sapatilha pode ser utilizado até mesmo com vantagens na substituição do sistema sapata-roda.

Como sugestão para futuros trabalhos pode-se destacar:

- Explorar o comportamento térmico de discos de freio sólidos e ventilados de diferentes concepções quanto a materiais formas e modelos, quando submetidos a frenagens de parada leve e pesada, indicadas na Norma AAR, com as equivalentes distâncias de parada.
- Discutir as condições de carregamento limites para o valor de temperatura máxima indicada pela ABA de 345°C para sapatilhas de material de atrito tipo fenólico.
- Expandir a análise sobre as condições térmicas alcançadas para conjuntos de freio tipo sapatilha-disco, nos ensaios de frenagem constante tipo descida se serra a serem realizados de maneira equivalente aos constantes da Norma AAR M-926/92 para sapata-roda.

## Referências Bibliográficas

A.B.A., Air Brake Association **Engineering and design of railway braking systems**. Editora A.B.A. - Chicago - IL, setembro de 1975.

A.A.R., Association of American Railroads **M-107 wrought carbon steel wheels: Manual of standards and recommended practices**. Washington, A.A.R. março 1984.

A.A.R., Association of American Railroads **M-208 cast carbon steel wheels: Manual of standards and recommended practices**. Washington, A.A.R. agosto 1985.

AGUILA, Z. J., **Formulação de compósitos reforçados com fibras de panox e polpa de aramida utilizados em materiais de fricção**. Campinas: FEQ, UNICAMP, Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas. , 1999.

BARBER, J. R., **Stability of thermoelastic contact**. Proceeding of the institution of Mechanical Engineers, Vol C 137/87, p. 981-986.(1987).

BENSEDDIQ, N.; SEIDERMAN, J. **Optimization of design of railway disc brake pads** Proc. Inst. mechanical Engineers, vol. 210, p. 51 - 61, 1996.

BERG, N.A.; ALBERT, R. H. **Tread braking versus the wheel**. Air Brake Association Annual Meeting (A.B.A.). - Chicago - IL, 18 de setembro de 1972.



BERG, N.A.; KUCERA, W. J. **A review of thermal damage in railroad wheels.** A.B.A., Annual meeting. Editora A.B.A. - Chicago - IL, 15 de setembro de 1970. p. 1-18.

BLAINE, D. G.; CARPENTER, G. F. **Railroad Wheel Dynamometer.** A.S.M.E., American Society of Mechanical Engineers., 91st National Historic Mechanical Engineering Landmark. - Chicago - IL. 29 de novembro de 1988.

BLAINE, D. G.; CABBLE, G. M.; GREJDA, F. J. **Combination friction braking systems for freight cars.** IEEE - ASME – Joint Railroad Conference, 15-17 de abril de 1975, San Francisco, E.U.A.

BOULEY, J. **Wheel brake performance.** International conference on railway braking. I.MechE 1979 - 11, C166 - 79. University of York, 26 – 27 de setembro de 1979. p. 59 - 63.

DUFRENOY, P.; WEICHERT, D. **Prediction of railway disc brake temperatures taking into account bearing surface variations.** Proc. Inst. mechanical Engineers, vol. 209, p. 77 - 76, 1995.

FERMÉR, M. **Brake discs for passenger trains – a theoretical and experimental comparison of temperatures and stress in solid and ventilated discs.** Proc. Inst. mechanical Engineers, vol. 206, p. 37 - 46, 1992.

FIGLIOLA, R. S.; BEASLEY, D. E., **Theory and design for mechanical measurements.** Ed. John Wiley & Sons, 1991.

JOHNSON, M. R.; WELCH, R. E.; YEUNG, K. S. **Analysis of thermal stress and residual stress changes in railroad wheels caused by severe drag braking.** Transactions of A.S.M.E. fevereiro de 1977. p. 18-23.

HARSTOCK, D. L.; FASCH, J. W.; **Effect of pad/caliper stiffness, and pad length on thermoelastic instability in disk brakes.** Journal of Tribology, Vol 122, p.511-518, julho 2000

HOLMAN, P. J., **Experimental methods for engineers**. Mc Graw-Hill Inc., 6 ed, 1994.

INCOPRERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 3 ed., Ed. Guanabara-Koogan, Rio de Janeiro (RJ), 1992. 456p.

INDUSTRIA FREIOS KNORR, **Banco de teste de fricção**. Comunicação Interna

INDUSTRIA FREIOS KNORR, **Isobar enhances disc brake performance**. Railway Gazette International. julho 1997.p. 477-480.

INMETRO, **Guia para a expressão da incerteza de medição**. Inmetro, 2 ed, 1998.

JENNINGS, J. R., **Relation of wheel tread wear and brake shoe wear**. Winter annual meeting - A.S.M.E. New York - NY. 26 de novembro a 01 de dezembro de 1961.

JURID, **Friction material for brake blocks of railway vehicles**. Características de materiais de atrito. Comunicação Interna.

JURID, **Friction material for disk brake pads of railway vehicles**. Características de materiais de atrito. Comunicação Interna

KERN, D. Q. **Processos de transmissão de calor**. Ed. Guanabara Dois S/A, Rio de Janeiro (RJ), 1980. 672p.

KREITH, F. **Princípios da Transmissão de Calor**. 3 ed. Ed. Edgard Blucher, São Paulo (SP),1977.552p.

LAFER, **Procedimento de Ensaio BD-01** Laboratório Ferroviário, Departamento de Projeto Mecânico –UNICAMP, 1991.

LARSON, H.R. et al. **Experimental verifications of computer predicted temperatures and**

**elastic thermal strains in railroad wheels.** Int. Wheelsets Congress. Colorado Springs - Colorado, 18 de outubro de 1976. p. 4-1-1 a 4-1-21.

LIMPERT, R. **Brake Design and Safety** - Society of Automotive Engineers, Inc., 1992

LOMBARDI, S.; GERICH, S. **Sistemas Modernos de Freios para Trens Metropolitanos e Suburbanos** - Freios Knorr ,Julho de 1985.

MERCHANT, J. **Infrared temperature: measurement theory and application.** Omega: the temperature handbook. Stanford, Omega Engineering, 1995. p. z53-z56.

MOLLER, E. **Railway brake - possibilities of increasing its power and their consequential effects.** International Railway Congress Association [625.25], julho de 1961. p. 501 - 524.

NEWCOMB, T. P. **Thermal aspects of railway braking.** International conference on railway braking. I MechE 1979 - 11, C154 - 79. University of York, 26 - 27 de setembro de 1979. p. 7 - 18.

OLESIK, Z.; PYRYEV, Y.; YEVTUSHENKO, A. **Determination of Temperature and Wear During Braking.** WEAR 210 (1997) 120-126

OLIVER, J. D. et al. **Wheel and brake shoe field tests.** Winter annual meeting - A.S.M.E. Washington - D.C. 15-20 de novembro de 1980.

ROZA, L. C. **Freios Ferroviários.** Apostila do Curso de Freios Ferroviários. Campinas, FEM/UNICAMP, 1989.

RODRIGUES FILHO, F.; RODRIGUES, C; ROZA, L. C. **Novas considerações sobre a dispersão da força de frenagem.** V Encontro Nacional de Freios - ENFRE São Paulo, 1991.

RUSSELL, D. F.; WILLIAMS, A. J. **The design and development of a brake disc for high-speed trains.** Proc. Inst. mechanical Engineers, vol. 204, p. 133 – 139, 1990.

RYMUZA, Z. **Energy Concept of the Coefficient of Friction.** WEAR 199 (1996).

SANTOS, S. D.; LOPES, F. J. F.; SILVA; M. M. **Freio de manutenção de velocidade em controle eletropneumático** IV Encontro Nacional de Freios - ENFRE Rio de Janeiro, 1988.

SANTOS, A. A.; RODRIGUES FILHO, F. **Aquecimento em rodas ferroviárias durante e após frenagens contínuas prolongadas.** XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM. Belo Horizonte, de dezembro de 1995.

SANTOS, A. A.; RODRIGUES FILHO, F. **Tensões térmicas em rodas ferroviárias.** XIII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM. Brasília, 7-10 de dezembro de 1993.

SANTOS, A. A. **Determinação do coeficiente global de transferência de calor em rodas ferroviárias.** Campinas: FEM, UNICAMP, Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1996.

SANTOS, A. A. **Problemas causados pelo aquecimento em rodas ferroviárias - O ensaio Krauss.** Campinas: FEM, UNICAMP, Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1992.

SANTOS, A. A., RODRIGUES FILHO, F. **Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor em Rodas Ferroviárias,** XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM/97, Bauru, Brasil.

SANTOS, A. A.; RODRIGUES FILHO, F. **Fatores que Influenciam o Coeficiente de Atrito em Sapatas de Freios Ferroviárias –Uma Proposta de Estudo,** Congresso Internacional de Sistemas de Controle e Cargas Ferroviárias – Florianópolis 1996.

SANTOS, A.A. **Variação do Coeficiente de Atrito em Sapatas Ferroviárias e sua Influência sobre o Processo de Frenagem**, XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM/97, Bauru.

SEVERIN, D.; DÖRSCH, S. **Friction mechanism in industrial brakes**. WEAR 249 (2001) 771-779

STONE, D. H. **An interpretative review of wheel failure performance with respect to design and heat treatment**. Proceedings of the ASME-IEEE Railroad Conference, Pittsburg Pennsylvania, 13-14 de abril de 1988

STONE, D. H.; BLAINE, D. G. ;CARPENTER, G. F. **Effect of high horsepower grade braking on AAR high friction composition brake shoes**. Air Brake Association-setembro de 1994

SWAAIJ, J. L. **Thermal damage to railway wheels**. International conference on railway braking. I Mech.E 1979 - 11, C173 - 79. University of York, 26 - 27 de setembro de 1979. p. 95 - 100.

VUOLO, J. H., **Fundamentos da teoria dos erros**. Ed. Edgard blücher Ltda, 2 ed, 1995.

WEAVER, G. R.; ARCHIBALD, P. A.; BRENNEMAN, E. B.; CABBLE, G. M. **Investigation of thermal capacity of railroad wheels using COBRA brake shoes**. ASME - Winter Annual Meeting, 16-20 de November de 1969, Los Angeles, E.U.A.

WANDRISCO, J. M.; DEWEZ, Jr. **Study of defects that originate and developed in the treads of railroad wheels during service**. A.S.M.E.-I.E.E.E. Railroad conference .St Louis - MO, 11-12 de abril de 1973. A.S.M.E. paper n. 60 - RR - 01.

WETENKAMP, H. R.; ECK, B. J.; RHINE, P. E. **The influence of braake shoes on the**

**temperature of wheels in railroad service.** Transactions of A.S.M.E. fevereiro de 1980. v. 102, n. 1, p.32 - 36.

WETENKAMP, H. R., **Increase Loading of 36 Inch Wheels – Thermal and Mechanical Considerations**, Car Departament Officer Association Annual Meeting, 1992, Chicago, EUA.

## **Anexo 1**

### Calibração dos Sistemas e Resultados

## **Calibração dos sistemas utilizados no Banco Dinamométrico do LAFER - BD.**

Para que os valores coletados nos ensaios realizados no BD tenham validade é necessário que sejam medidos com instrumentos calibrados, referenciados a padrões rastreáveis com incerteza conhecida. Todos os instrumentos de medida utilizados, como padrões primários, para efetuar as calibrações dos instrumentos de medida do sistema de aquisição de dados do BD são calibrados externamente, em Laboratórios com padrões rastreados à RBC – Rede Brasileira de Calibração, do INMETRO, ou outro órgão internacional reconhecido por este.

As calibrações dos instrumentos utilizados no sistema de aquisição de dados do BD são efetuadas segundo instruções constantes no Procedimento de Ensaio – PD 08 do LAFER.

### **a) Calibração do SMFN - Sistema de Medição da Força Normal.**

O procedimento para a medida da força normal é baseado na comparação entre a medida da tensão elétrica aplicada na parte de controle da válvula pneumática proporcional lida pelo computador e a medida correspondente da força por uma célula de carga.

A tensão de controle aplicada na válvula proporcional controla a pressão do ar no interior do cilindro de freio, que atua sobre o pistão de freio e produz a força sobre o par de atrito (sapata ou sapatilha). A célula de carga tem como saída a tensão elétrica em seus terminais em valor proporcional à força normal atuante.

Para calibrar o SMFN, são coletados pares ordenados dos valores da tensão de controle aplicada na válvula proporcional, e dos correspondentes valores da tensão de saída da célula de carga para vários valores de tensão de controle. Com esses pares de valores coletados é elaborada a curva de calibração entre força normal - que é a tensão elétrica nos terminais multiplicada por um fator de proporcionalidade - e a tensão de controle, dando origem a equação de calibração e seus parâmetros.



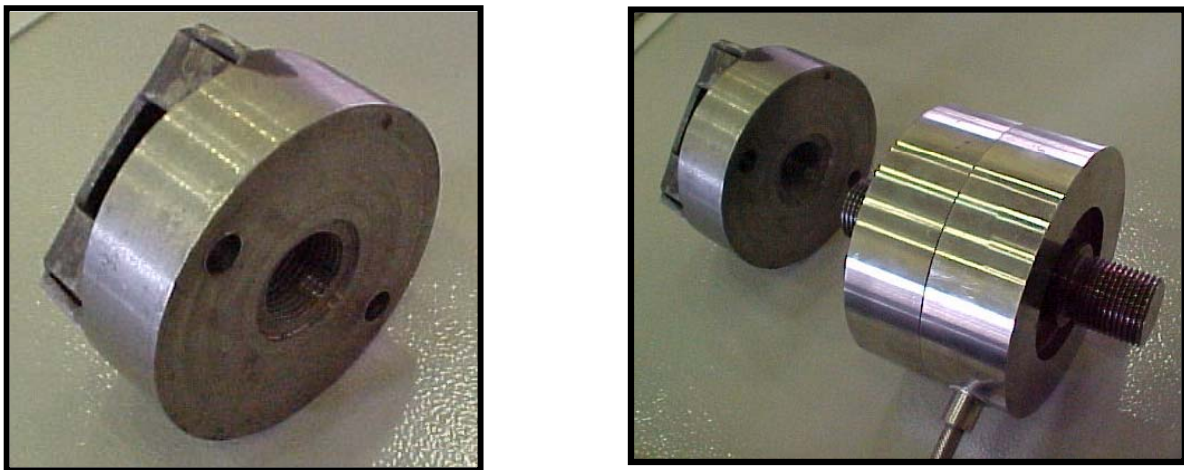
### **a.1) Procedimento para calibração do SMFN.**

Inicialmente foi calibrado, externamente ao LAFER, o conjunto de medição da célula de carga de 10000 lb, composto dos seguintes itens:

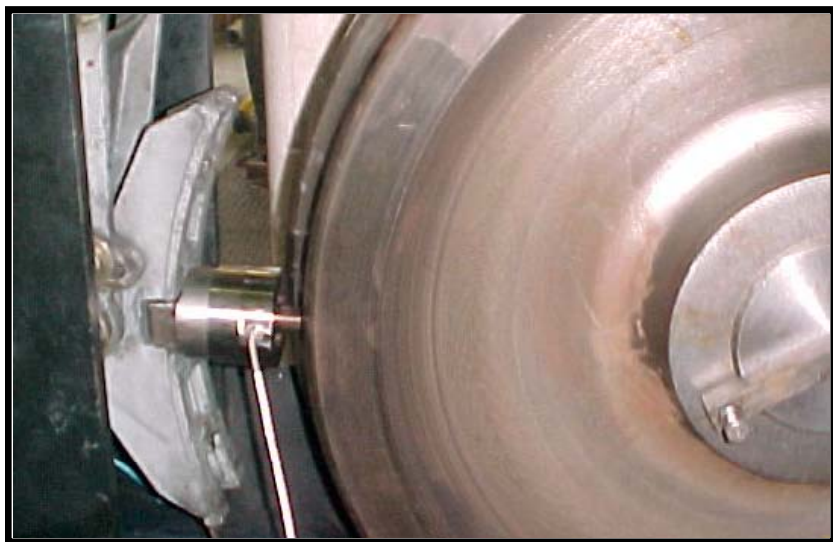
- Célula de Carga para 10 000 lb.(44482 N), identificação 289642.
- Condicionador para Células de Carga e Pressão, Measurements Group Vishay, modelo 2110A; 2120A, identificação 93922; Patr. 03/8821 (canal 2).
- Multímetro Digital, Minipa, modelo ET 2060, identificação 289.

Esse conjunto foi calibrado como um conjunto pareado, com incerteza total conhecida, no Instituto de Pesquisas Tecnológicas - IPT, conforme Certificado de Calibração N° 40 726. O canal do condicionador calibrado juntamente com a célula de carga foi o canal 2.

Para a calibração do SMFN, instala-se a célula de carga na contra-sapata do BD através de um adaptador, mostrado na figura a.1. A seguir aproxima-se a ponta sensora da célula de carga à superfície de rolamento da roda, posicionando-a para que a linha de centro da célula de carga fique perpendicular à superfície da roda, conforme figura a.2.



**Figura a.1:** – Célula de carga e adaptador (à esquerda), para fixação na contra-sapata.



**Figura a.2:** – Célula de carga instalada na contra-sapata.

A célula de carga é conectada ao canal 2 do condicionador de sinais e excitada com a tensão de 10,00 V. O condicionador e o módulo são mostrados na figura a.3. A tensão de saída da célula de carga é medida no canal de saída do condicionador de sinais, devendo ser 0,00 V para a condição sem carga, podendo ser reajustado no condicionador, se necessário.



**Figura a.3:** - Condicionador de sinais



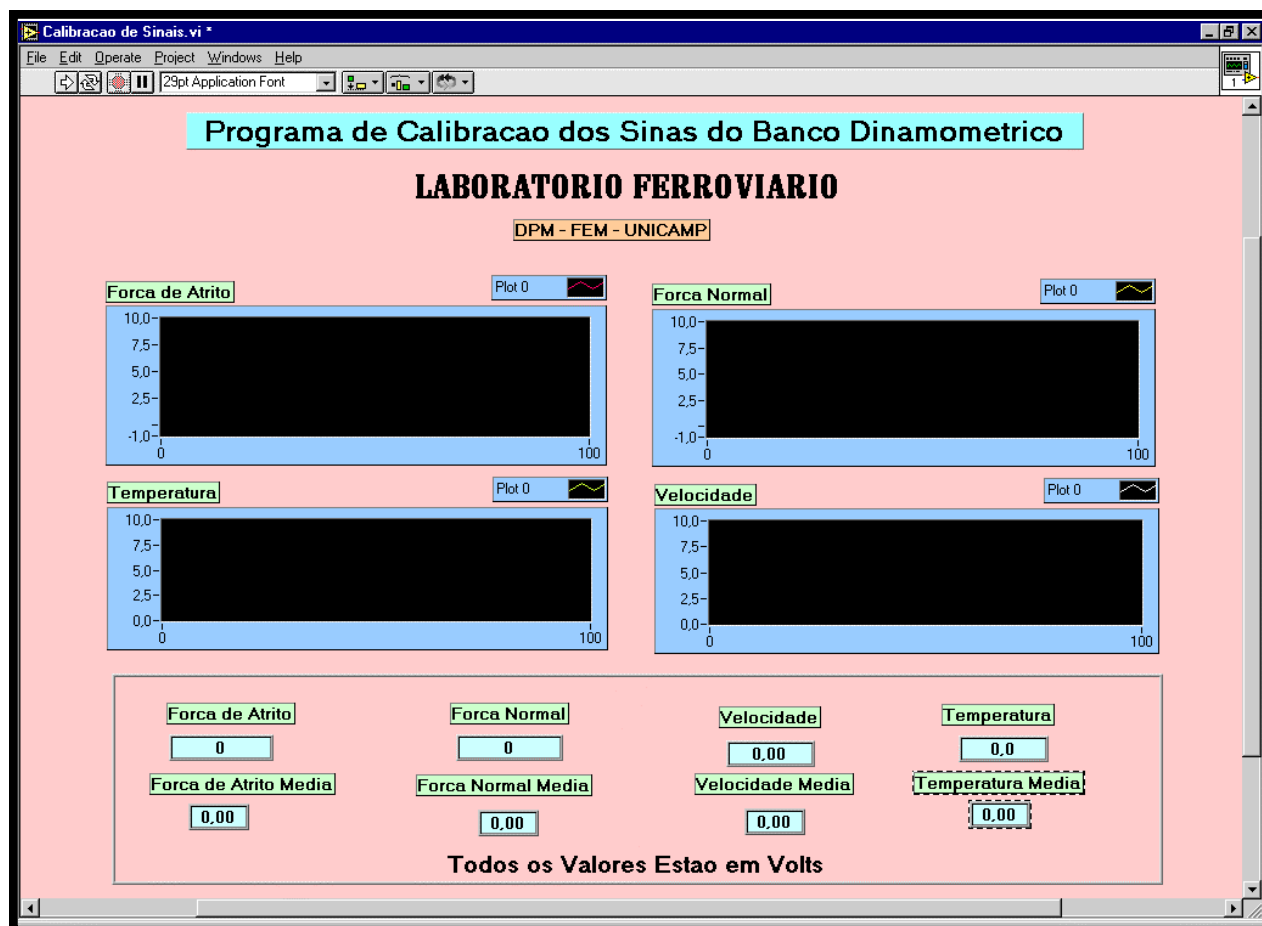
**Figura a.4:** – Módulo de medição do condicionador; o canal 2 é o da direita.

Para o início das medidas de calibração é aberta a válvula de alimentação, suprindo ar comprimido da linha para o sistema de freio do BD. O freio é aplicado através de uma chave manual, que abre a válvula interruptora e permite a passagem do ar controlado pela válvula proporcional, para o cilindro de freio. O freio permanece aplicado até o final da calibração do SMFN.

A leitura do valor de tensão equilibrada pela célula de carga é efetuada no computador através do canal "Força Normal", no programa "Calibração de Sinais", cuja tela é mostrada na figura a.4.

Para a aquisição dos dados das medições é ativada a rotina através da "seta branca", mostrada no canto superior esquerdo da tela do programa. Quando o "Valor Médio" mostrado na tela se altera significa que a medição foi efetuada e o resultado registrado. O resultado apresentado é a média de 50 leituras efetuadas no canal "Força Normal".

Para a medição do próximo ponto faz-se um incremento de 1,0 V na tensão de controle da válvula proporcional, através da fonte HP mostrada na figura 4.7 do capítulo 4. A seguir é feita a medida da tensão na saída do condicionador com o multímetro calibrado e esse valor é registrado. Este é o segundo ponto adquirido.



**Figura a.5:** - Tela do Programa de Calibração, utilizado nas calibrações da Força de Atrito, Força Normal, Velocidade e Temperatura.

Para os demais pontos repete-se o mesmo procedimento com acréscimos sucessivos de 1,0 V na tensão de controle da válvula proporcional, até atingir o valor de 8,0 V. Caso a variação da pressão não ocorra linearmente, até pelo menos a aplicação de 8 V, o teste deve ser desconsiderado, devendo ser verificada a pressão de ar comprimido existente na linha de alimentação ou outra causa de falha.

Ao atingir o valor de 8V repete-se o procedimento descrito acima, porém agora em ordem inversa, com decréscimos sucessivos de 1,0 V. até a tensão de controle da válvula proporcional atingir novamente o valor zero.

Repete-se todo o procedimento descrito acima no mínimo três vezes, no sentido crescente e no decrescente, coletando os pares de valores ordenados. Como o valor da tensão equilibrada pela célula de carga foi zerado no início de cada uma das três seqüências de aplicações e retiradas de carga, a força normal atuante é diretamente proporcional à tensão lida.

#### a.2) Resultado da Calibração do SMFN.

Com os valores coletados conforme a seqüência descrita acima, elaborou-se a curva de calibração do SMFN, obtendo-se os seguintes parâmetros:

coeficiente angular	=	4019,6	[N/mV]
coeficiente linear	=	-2711,5	[N]
coeficiente de correlação	=	0,9999	[adm]

A curva de calibração é mostrada na figura a 5. A equação de calibração resultante para a Força Normal é:

$$F_N = -2711,5 + 4019,6.V_C \quad [N]$$

Onde:

$$F_N = \text{Força Normal} \quad [N]$$

$$V_C = \text{Tensão de Controle lida no computador} \quad [V]$$

A incerteza no valor da força normal ajustada pela curva proposta é:

$$\mu_{\text{curva}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (F_{Ni} - F_{Nci})^2}{v}} \quad [N]$$

Onde:

$FN_i$  = valor da força normal medida em cada ponto [N]

$FN_{ci}$  = valor da força normal ajustada pela curva [N]

e:

$$v = N - (m + 1) \quad [\text{adm}]$$

Onde:

$v$  = número de graus de liberdade [adm]

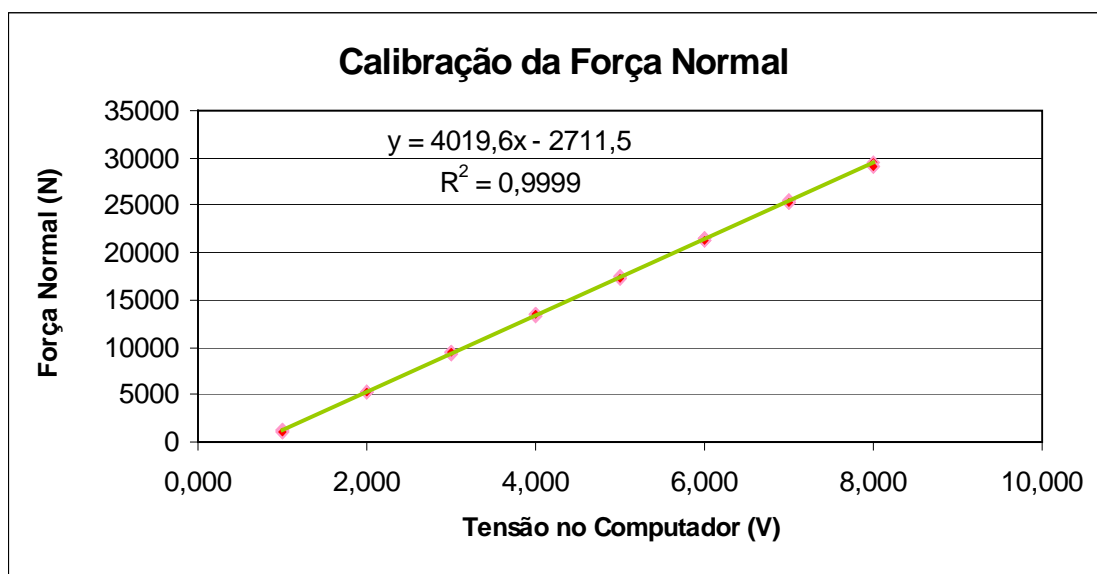
$N$  = número total de dados [adm]

$m$  = grau do polinômio de ajuste = 1 (reta) [adm]

Resultando:

$$\mu_{\text{curva}} = 86,453 \quad [\text{N}]$$

Assim, com 95 % de certeza, o valor de força normal calculado segundo a equação vai estar entre  $\pm 2\mu_{\text{curva}}$ , ou seja  $\pm 173 \text{ N}$ .



**Figura a.6:** - Curva de calibração do SMFN

### a.3) Incerteza Total do SMFN

A incerteza total combinada do SMFN é,

$$\mu_{\text{Total}} = \sqrt{\mu_1^2 + \mu_2^2 + \mu_3^2} \quad [\text{N}]$$

Onde

$$\mu_1 = \text{Incerteza da resolução placa 12 bits / computador} = 0,00141 \quad [\text{V}]$$

$$\text{que convertida pela reta de calibração} = 5,7 \quad [\text{N}]$$

$$\mu_2 = \text{Incerteza do conjunto de medida da célula de carga (IPT)} = 57 \quad [\text{N}]$$

$$\mu_3 = \mu_{\text{Curva}} \quad \text{Incerteza do ajuste pela curva de calibração} = 86,453 \quad [\text{N}]$$

Resultando na incerteza total na medida da força normal de:

$$\mu_{\text{Total}} = 103,8 \quad [\text{N}]$$

Assim, com 95 % de certeza, o valor de força normal calculado segundo a equação estará entre  $\pm 2 \cdot \mu_{\text{Total}}$ , ou seja  $\pm 207,6 \text{ N}$ .

### b) Calibração do SDS - Sistema de medição da força normal no Disco Sapatilha.

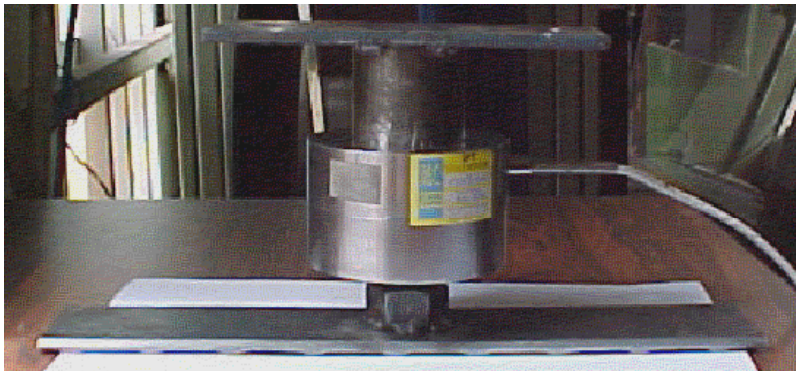
O procedimento para a medida da força normal no sistema disco sapatilha é o mesmo utilizado no SMFN, inclusive utilizando-se os mesmos instrumentos e sensores, sendo somente a única diferença o posicionamento da célula de carga, agora entre as faces de suporte das sapatilhas na pinça, conforme figura b.1.



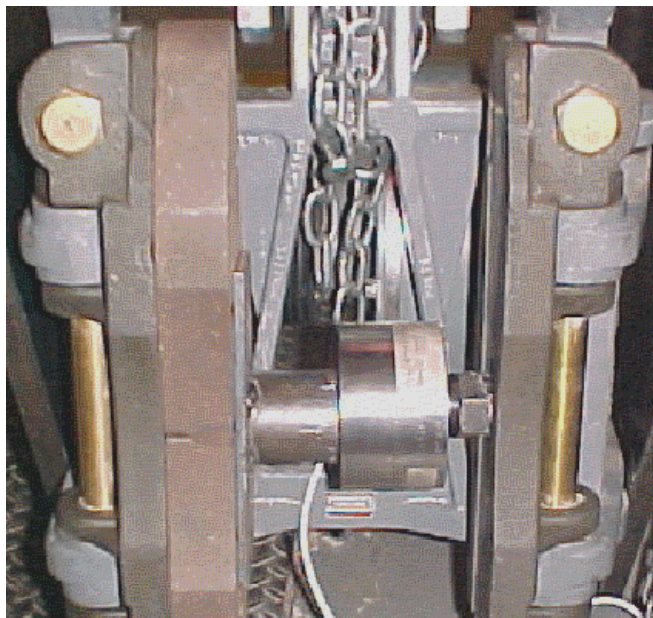
### **b.1) Procedimento para calibração do SDS.**

Mesmo procedimento do SMFN.

Para a calibração do SDS, instala-se a célula de carga na placa porta sapatilha da pinça do BD através de um adaptador, mostrado na figura b.1. A seguir aproxima-se a ponta sensora da célula de carga à superfície da placa porta sapatilha oposta, posicionando-a para que a linha de centro da célula de carga fique perpendicular à superfície placa porta sapatilha, conforme figura b.2.



**Figura b.1:** – Adaptador para posicionar a célula de carga.



**Figura b.2:** – Célula de carga instalada entre as faces da pinça.



Efetua-se todo o procedimento feito para a calibração do SMFN descrito no item anterior, com as mesmas seqüências para coletar os pares de valores ordenados.

## **b.2) Resultado da Calibração do SDS.**

Com os valores coletados conforme a seqüência descrita acima, elaborou-se a curva de calibração do SDS, obtendo-se os seguintes parâmetros:

coeficiente angular	=	4108,3	[N/mV]
coeficiente linear	=	-2908	[N]
coeficiente de correlação	=	0,9981	[adm]

A curva de calibração é mostrada na figura b 3. A equação de calibração resultante para a Força Normal é:

$$F_{\text{NDS}} = -2908 + 4108,3.V_{\text{CDS}} \quad [\text{N}]$$

Onde:

$F_{\text{NDS}}$  = Força normal entre disco sapatilha [N]

$V_{\text{CDS}}$  = Tensão de controle lida no computador [V]

A incerteza no valor da força normal ajustada pela curva proposta é:

$$\mu_{\text{curva}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (F_{\text{NDS}i} - F_{\text{NDS}ci})^2}{v}} \quad [\text{N}]$$

Onde:

$F_{\text{NDS}i}$  = valor da força normal disco sapatilha em cada ponto [N]

$F_{\text{NDS}ci}$  = valor da força normal disco sapatilha ajustada pela curva [N]

e:

$$v = N - (m + 1) \quad [\text{adm}]$$

Onde:

$v$  = número de graus de liberdade [adm]

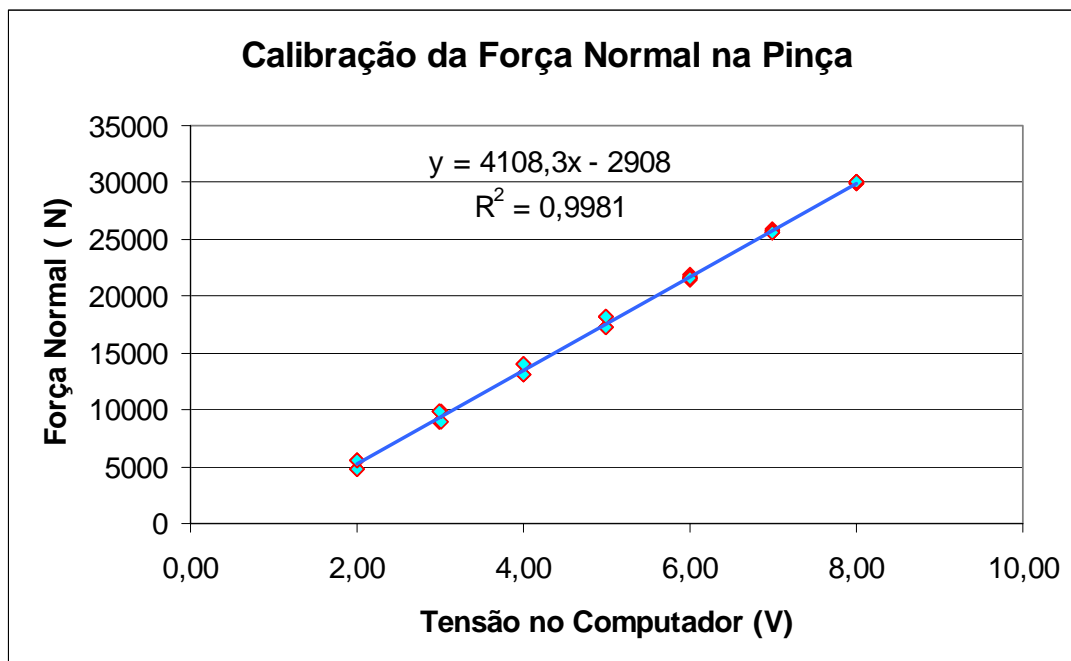
$N$  = número total de dados [adm]

$m$  = grau do polinômio de ajuste = 1 (reta) [adm]

Resultando:

$$\mu_{\text{curva}} = 145,645 \quad [\text{N}]$$

Assim, com 95 % de certeza, o valor de força normal disco-sapatilha calculado segundo a equação estará entre  $\pm 2\mu_{\text{curva}}$ , ou seja  $\pm 291 \text{ N}$ .



**Figura b3:** - Curva de calibração do SDS.

### b.3) Incerteza Total do SDS.

A incerteza total combinada do SDS é,

$$\mu_{\text{Total}} = \sqrt{\mu_1^2 + \mu_2^2 + \mu_3^2} \quad [\text{N}]$$

Onde

$$\mu_1 = \text{Incerteza da resolução placa 12 bits / computador} = 0,00141 \quad [\text{V}]$$

$$\text{que convertida pela reta de calibração} = 5,8 \quad [\text{N}]$$

$$\mu_2 = \text{Incerteza do conjunto de medida da célula de carga (IPT)} = 57 \quad [\text{N}]$$

$$\mu_3 = \mu_{\text{Curva}} \quad \text{Incerteza do ajuste pela curva de calibração} = 156,509 \quad [\text{N}]$$

Resultando na incerteza total na medida da força normal de:

$$\mu_{\text{Total}} = 156,509 \quad [\text{N}]$$

Assim, com 95 % de certeza, o valor de força normal calculado segundo a equação estará entre  $\pm 2 \cdot \mu_{\text{Total}}$ , ou seja  $\pm 313 \text{ N}$ .

### c) Calibração do SMT - Sistema de Medição de Temperaturas.

O procedimento para a medida da temperatura é baseado na medida da tensão elétrica, produzida pelo termopar instalado na fita de aço deslizante sobre a superfície de rolamento da roda.

Para se calibrar o SMT, são coletados pares ordenados dos valores de temperatura, medida diretamente com o conjunto multímetro-termopar calibrado e dos correspondentes valores da tensão produzida pelo termopar deslizante, medida na saída do Condicionador de Temperaturas

AS-TC pelo computador, para vários valores de temperatura. Com esses pares de valores coletados, é elaborada a curva de calibração entre a temperatura e a tensão produzida pelo termopar deslizando, dando origem a equação de calibração e seus parâmetros.

#### **c.1) Procedimento para calibração do SMT.**

Inicialmente foi calibrado, externamente ao LAFER, o conjunto de medição de temperatura composto dos seguintes itens:

- Multímetro Digital Minipa, modelo. ET 2070, identificação 03/14037.
- Sensor tipo termopar K, acessório do multímetro, Identificação E-89.

O multímetro digital é calibrado juntamente com o seu sensor termopar, formando um conjunto pareado, com incerteza total conhecida. Esse conjunto foi calibrado no Instituto de Pesquisas Tecnológicas – IPT, conforme Certificado de Calibração N° 40 327.

Para a calibração do SMT, efetua-se a medição da temperatura na superfície da roda com o conjunto multímetro termopar e a medição da tensão produzida pelo termopar deslizando, na saída do Condicionador de Temperaturas AS-TC, correspondente a medição da temperatura efetuada com a lamina do SMT.

Para a medição da temperatura, a ponta sensora do multímetro termopar deve estar o mais próximo possível do ponto de contato da lâmina de medição do SMT com a roda (distância não mais que 20 mm). O termopar soldado na face oposta da lamina do SMT não deve estar distante mais que 10 mm do ponto de contato da lâmina com a roda. Os valores de temperatura e tensão devem ser tomados, no mínimo, 10 segundos depois de ambos os sensores estarem na posição de medida, para evitar diferenças devidas a não estabilização. A figura c.1 mostra o medidor de temperatura e o termopar. A Figura c.2 mostra a lâmina e o termopar utilizados nos ensaios.

A leitura do valor da tensão de saída do Condicionador de Temperaturas SA-TC é efetuada no computador, através do canal "Temperatura", no programa "Calibração de Sinais". Para a aquisição de dados das medições, o programa é acionado da mesma forma que para a medição da

força normal. O resultado apresentado é a média de 50 leituras efetuadas no canal "Temperatura".



**Figura c.1:** - Conjunto de medição de temperatura multímetro- termopar calibrados.



**Figura c.2:** - Lâmina metálica deslizante com termopar tipo K soldado utilizado durante o ensaio.

Para obter-se o próximo ponto de medição, é feito o aquecimento da roda em um teste de simulação de frenagem de parada, com as seguintes condições:

- Velocidade de 65 km/h.
- Inércia equivalente a de um vagão de 120 toneladas.
- Força de frenagem de 9800 N.
- Sapata de freio (comercial, sem características especiais).

Após a parada efetuamos a medição da temperatura pelos dois métodos, conforme o procedimento descrito acima, registrando os valores. Para os demais pontos, é repetido o mesmo procedimento acima mais onze vezes, coletando os pares de valores ordenados, não sendo necessário controlar a temperatura antes das frenagens.

## c.2) Resultados da calibração do SMT.

Com os valores coletados conforme a sequência descrita, elaborase a curva de calibração do SMT, obtendo-se os seguintes parâmetros:

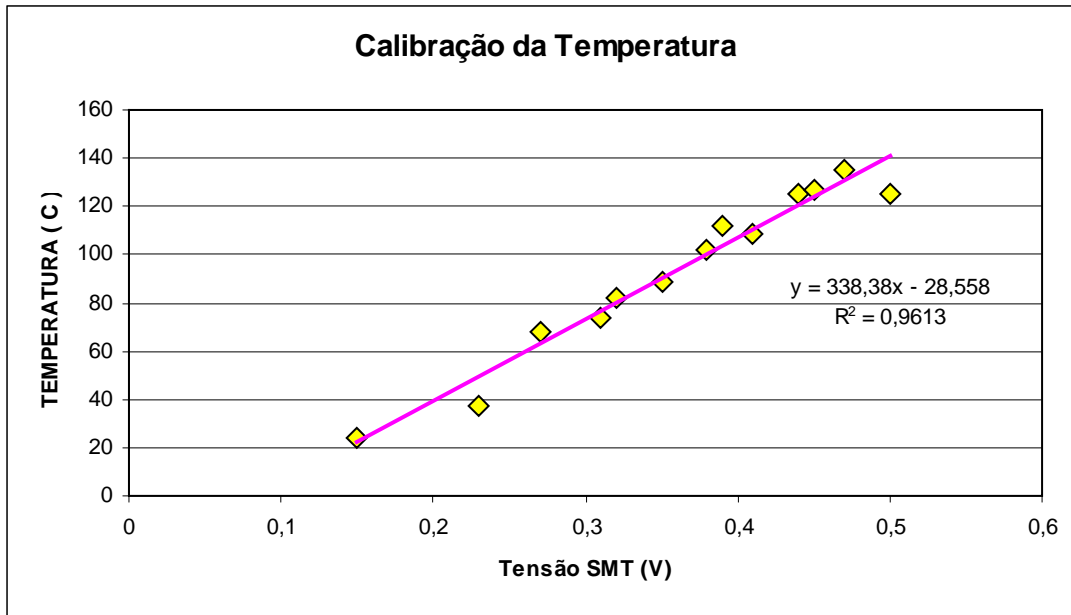
coeficiente angular	=	333,8	[°C/V]
coeficiente linear	=	-28,558	[°C]
coeficiente de correlação	=	0,9613	[adm]

A curva de calibração é mostrada na figura c.3. A equação de calibração resultante para a Temperatura é:

$$T = -28,558 + 333,8.V_T \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Onde:

T	=	Temperatura da superfície de atrito	[°C]
V <sub>T</sub>	=	Tensão do termopar deslizante	[V]



**Figura c.3:** - Curva de calibração do SMT.

A incerteza no valor da temperatura, ajustada pela curva proposta é:

$$\mu_{\text{curva}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_i - T_{ci})^2}{v}} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Onde:

$T_i$  = valor da temperatura medida em cada ponto [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{ci}$  = valor da Temperatura ajustada pela curva [ $^{\circ}\text{C}$ ]

e:

$$v = N - (m + 1) \quad [\text{adm}]$$

Onde

$v$  = número de graus de liberdade [adm]

N	=	número total de dados	[adm]
m	=	grau do polinômio de ajuste = 1 (reta)	[adm]

Resultando:

$$\mu_{\text{curva}} = 7,19 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Assim, com 95 % de certeza, o valor de temperatura calculado segundo a equação estará entre  $\pm 2\mu_{\text{curva}}$ , ou seja  $\pm 14,38 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

### c.3) Incerteza Total do SMT

A incerteza total combinada do SMT é,

$$\mu_{\text{Total}} = \sqrt{\mu_1^2 + \mu_2^2 + \mu_3^2} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Onde:

$$\mu_1 = \text{Incerteza da resolução placa 12 bits / computador} = 0,00141 \quad [\text{V}]$$

$$\text{que convertida pela reta de calibração} = 0,5 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\mu_2 = \text{Incerteza do conjunto de medida de temperatura (IPT)} = 1,0 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\mu_3 = \mu_{\text{Curva}} \quad \text{Incerteza do ajuste pela curva de calibração} = 7,19 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Resultando na incerteza total na medida da temperatura de:

$$\mu_{\text{Total}} = 7,28 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Assim, com 95 % de certeza, o valor de Temperatura calculado segundo a equação estará



entre  $\pm 2, \mu_{Total}$ , ou seja  $\pm 14,55$  °C.

Este sistema de medição de temperatura e procedimento de calibração é o mesmo utilizado para a medida da temperatura na superfície lateral do Disco de Freio e não requer calibração adicional.

#### **d) Calibração do SMTQ - Sistema de Medição do Torque.**

O procedimento para a medida do Torque é baseado na medida da tensão elétrica produzida pelo torquímetro Himmelstein, instalado entre o eixo do conjunto de discos de inércia e o eixo onde é instalada a roda ou o disco de freio.

Para calibrar o SMTQ são coletados pares ordenados dos valores de tensão gerada no torquímetro e tensão medida com a célula de carga instalada na extremidade do braço de alavanca, submetida à força aplicada pela talha manual do LAFER, conforme figura d.1. Com esses pares de valores coletados é elaborada a curva de calibração entre o torque aplicado e a tensão gerada no torquímetro, dando origem à equação de calibração e seus parâmetros.

##### **d.1) Procedimento para calibração do SMTQ.**

Inicialmente foi calibrado, externamente ao LAFER, o conjunto de medição da célula de carga de 1000 lb, composto dos seguintes itens:

- Célula de Carga de 1000 lb. (4444 N), identificação 288681.
- Condicionador para Células de Carga e Pressão, Measurements Group Vishay, modelo 2110A; 2120A, identificação 93922; Patr. 03/8821 (canal 2).
- Multímetro Digital, Minipa, modelo ET 2060, identificação 289.

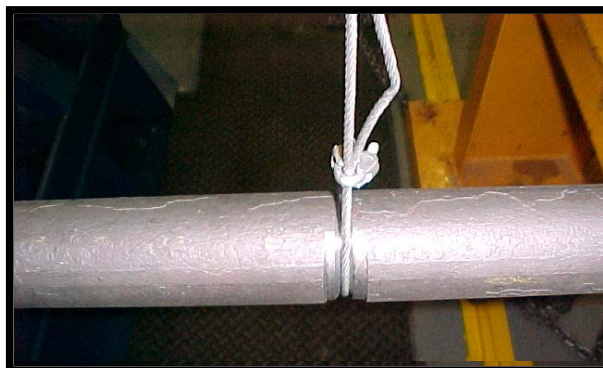
Esse conjunto foi calibrado como um conjunto pareado, com incerteza total conhecida, no Instituto de Pesquisas Tecnológicas - IPT, conforme Certificado de Calibração N° 40 727. O canal do condicionador calibrado juntamente com a célula de carga foi o canal 2.

Para a calibração do SMTQ, instala-se a célula de carga entre o gancho da talha existente no pórtico do LAFER e o braço de alavanca, conforme a figura c1. O braço da alavanca (barra T1) de comprimento conhecido (1,4 m.) é fixada em um dos furos roscados existentes nos volantes de inércia centrais.



**Figura d.1:** – Montagem para calibração do torque.

O braço de alavanca deve estar posicionado voltado para o lado direito do Banco Dinamométrico (lado direito de quem olha para a roda) e aproximadamente na posição horizontal. Utilizando um cabo de aço, conecta-se a outra extremidade da célula de carga ao rasgo existente no braço de alavanca, conforme figura d.2.



**Figura d.2:** – Fixação do cabo de aço na barra de torque.

Com o conjunto montado, o valor da tensão indicada pelo torquímetro é zerado. Para isso utiliza-se o potenciômetro de ajuste no condicionador Phillips PR 9308. O valor da tensão média lida pelo computador não deve variar mais do que 10 milivolts, ou seja, o valor deve estar na faixa -10 mV a +10 mV. A célula de carga é conectada ao canal 2 do módulo de medição do condicionador de sinais e excitada com a tensão de 10,00 V.

Através da talha aplica-se força à célula de carga até o indicador mostrar o valor de aproximadamente 1 V. Efetua-se com cautela a aplicação da força, sempre no sentido crescente, não retornando mesmo que o valor seja ultrapassado. A seguir efetua-se a medida da tensão na saída do condicionador com o multímetro calibrado e registra-se esse valor.

A leitura do valor da tensão do torquímetro é feita no computador, através do canal "Força de Atrito", no programa "Calibração de Sinais". Para a aquisição dos dados das medições, o procedimento é o mesmo descrito para força normal. O resultado apresentado é a média de 50 leituras efetuadas no canal "Força de Atrito".

Para o próximo ponto, aumenta-se a força sobre a célula de carga, utilizando a talha, até o Multímetro indicar o acréscimo de aproximadamente mais 1 Volt. Efetua-se novamente a aquisição dos dados correspondente a esse ponto, conforme o procedimento descrito acima.

O procedimento anterior deve ser repetido até que a roda deslize na sapata, impedindo o travamento para medição do torque. O último par de dados antes de ocorrer o deslizamento é o maior valor de força de atrito válido.

Ao atingir o maior valor possível de tensão (limitado ao deslizamento da roda sobre a sapata), repetimos o procedimento descrito acima, porém agora em ordem inversa, com decréscimos sucessivos de 1,0 V. até atingir novamente o valor inicial de 1 V. Proceder com cautela à redução da força, sempre no sentido decrescente, não retornando mesmo que caso o valor seja ultrapassado.

Repete-se todo o procedimento descrito acima no mínimo três vezes, no sentido crescente e

no decrescente, coletando os pares de valores ordenados.

#### **d.2) Resultado da calibração do SMTQ e da Força de Atrito.**

Como o valor buscado é a Força de Atrito, seu cálculo é feito através da divisão dos valores de torque coletados pelo Raio considerado no ensaio, que é o raio onde atua a Força de Atrito que origina o Torque medido.

Com os valores coletados conforme a sequência descrita acima, é traçada a curva de calibração da força de atrito. Utilizando-se Raio da Roda igual a 0,452 m, obteve-se os seguintes parâmetros:

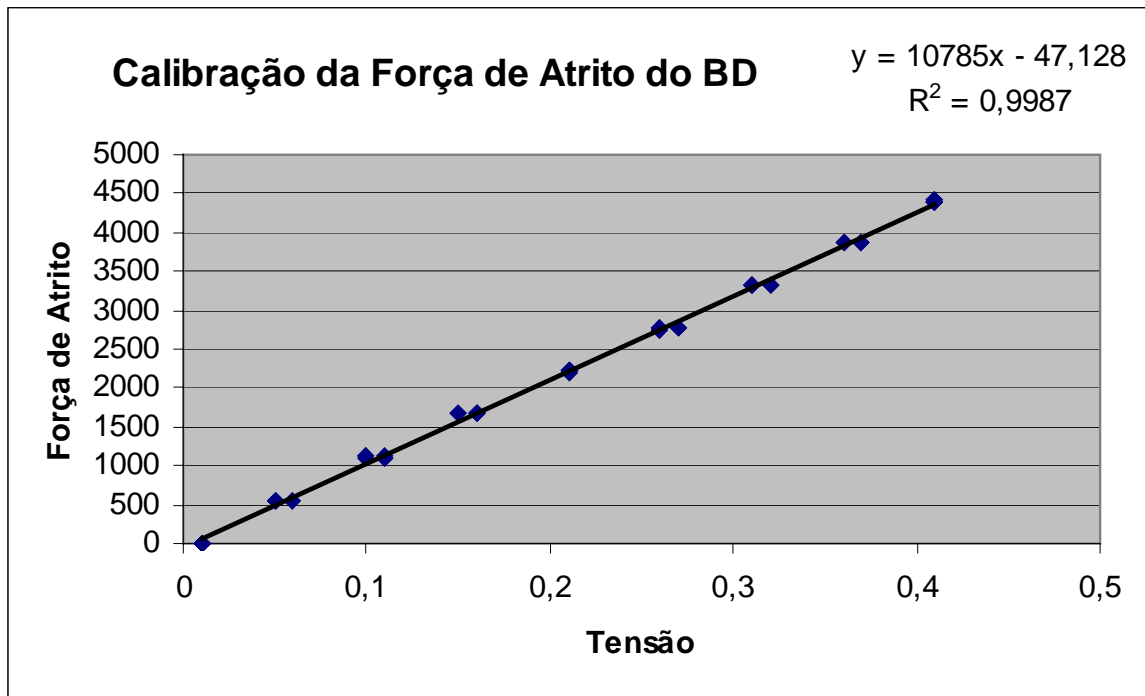
coeficiente angular	=	10649	[N.m/mV]
coeficiente linear	=	53,495	[N.m]
coeficiente de correlação	=	0,9994	[adm]

A curva de calibração para o torque ou mais preferencialmente Força de Atrito, conforme mostrada na figura d.3 é:

$$FAT = \frac{TQ}{R} = 53,495 + 10649.V_{TQ} \quad [N]$$

Onde:

FAT =	Força de Atrito	[N]
$V_{TQ}$ =	Tensão gerada no Torquímetro lida no computador	[V]
TQ =	Torque aplicado	[N.m]
R =	Raio da roda ou Raio médio do disco de freio	[m]



**Figura d.3:** - Curva de calibração da Força de Atrito, SMTQ

A incerteza no valor da Força de Atrito ajustada pela curva proposta é:

$$\mu_{\text{curva}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (FAT_i - FAT_{ci})^2}{v}} \quad [N]$$

Onde:

$FAT_i$  = valor da Força de Atrito medida em cada ponto [N]

$FAT_{ci}$  = valor da Força de Atrito ajustada pela curva [N]

e:

$$v = N - (m + 1) \quad [adm]$$

Onde:

v	=	número de graus de liberdade	[adm]
N	=	número total de dados	[adm]
m	=	grau do polinômio de ajuste = 1 (reta)	[adm]

Resultando:

$$\mu_{\text{curva}} = 85,8 \quad [\text{N}]$$

### d.3) Incerteza Total da Força de Atrito.

Calculando pela equação;

$$\text{FAT} = \frac{\text{TQ}}{\text{R}} = \frac{\text{a.B.V}_{\text{TQ}}}{\text{R}} \quad [\text{N.m}]$$

Onde:

FAT	=	Força de Atrito	[N]
TQ	=	Torque atuante (ação da talha)	[N.m]
a	=	Sensibilidade do Sistema = 444,781	[N.m/V]
V <sub>TQ</sub>	=	Tensão do Torquímetro	[V]
B	=	Raio de giro da barra de alavanca = 1,400	[m]
R	=	Raio da roda ou raio médio do disco de freio = 0,452	[m]

A incerteza padrão combinada, levando-se em conta a incerteza de cada um dos termos na utilização da equação acima para o cálculo da força de atrito, é:

$$\mu_{\text{FAT}}^2 = \mu_{\text{B}}^2 \cdot \left( \frac{\text{a.V}_{\text{TQ}}}{\text{R}} \right)^2 + \mu_{\text{R}}^2 \cdot \left( - \frac{\text{B.a.V}_{\text{TQ}}}{\text{R}^2} \right)^2 + \mu_{\text{a.V}_{\text{TQ}}}^2 \cdot \left( \frac{\text{B}}{\text{R}} \right)^2$$

Onde:

$\mu_B$  = Incerteza na medida do raio de giro da barra de alavanca, admitido superestimando  
como sendo dez vezes a tolerância de usinagem = 0,001 [m]

$\mu_R$  = Incerteza na medida do raio da roda, admitido superestimando como sendo dez vezes  
a tolerância de usinagem da roda = 0,002 [m]

$\mu_{a.TQ}$  = do certificado do IPT = 5 [N]

Temos para a incerteza padrão combinada, o valor de:

$$\mu_{FAT}^2 = 51,9 \text{ [N]}$$

A incerteza total combinada do SMTQ é,

$$\mu_{Total} = \sqrt{\mu_1^2 + \mu_2^2 + \mu_3^2} \quad [N]$$

Onde:

$\mu_1$  = Incerteza da resolução placa 12 bits / computador = 0,00141 [V]  
que convertida pela reta de calibração = 15 [N]

$\mu_2 = \mu_{curva}$  Incerteza do ajuste pela curva de calibração = 85,8 [N]

$\mu_3 = \mu_{FAT}$  Incerteza padrão combinada da equação = 51,9 [N]

Resultando na incerteza total na medida da força de atrito de:

$$\mu_{Total} = 101,4 \text{ [N]}$$

Assim, com 95 % de certeza, o valor de força de atrito calculada segundo a equação estará

entre  $\pm 2 \cdot \mu_{Total}$ , ou seja  $\pm 202,8$  N.

#### **e) Calibração do SMV - Sistema de Medição de Velocidade.**

O procedimento para a medida da Velocidade é baseado na medida da tensão elétrica produzida pelo Taco-Gerador, reduzida por um redutor de tensão, acoplado ao motor de acionamento do BD. Para se calibrar o SMV, são coletados pares ordenados dos valores de tensão gerada Tacogerador e os correspondentes valores de frequência no torquímetro Himmelstein lidos com o freqüencímetro calibrado do LAME. Com esses pares de valores coletados é elaborada a curva de calibração entre a Velocidade e a frequência gerada no Torquímetro, dando origem a equação de calibração e seus parâmetros.

O resultado é transformado na velocidade linear do Veículo ou na velocidade relativa do par de atrito sapata-roda ou sapatilha-disco. A roda tem diâmetro de 0,914 m. e o disco de freio tem o diâmetro médio de 0,495 m.

##### **e.1) Procedimento para calibração do SMV.**

Inicialmente, o medidor de frequência do LAME - Laboratório de Manutenção de Equipamentos da Unicamp, é conectado à saída de velocidades do torquímetro Himmelstein. Essa saída gera 60 pulsos para cada rotação do eixo da roda. A frequência dos pulsos dividida por 60 dá a frequência de giro do eixo da roda. O medidor de frequência do LAME é calibrado com rastreabilidade à Rede Brasileira de Calibração, conforme Certificado de Calibração N° CCU 241/2001.

Utilizando o conversor de velocidades, liga-se o motor do BD e ajusta-se sua rotação para 300 rpm, indicada pelo mostrador digital do conversor de velocidades.

A leitura da tensão elétrica gerada pelo Tacogerador, após passar pelo redutor de tensões elétricas, é efetuada no computador através do canal "Velocidade", no programa "Calibração de Sinais", com o mesmo procedimento anteriormente descrito. O resultado apresentado é a média



de 50 leituras efetuadas no canal "Velocidade".

Para essa rotação, é registrado o valor da frequência (f) medida com o medidor de frequências do LAME e, para cada rotação selecionada no conversor, há um par ordenado de valores ( $V_v$ , f).

Para o próximo ponto, aumenta-se a rotação do motor do BD no conversor de velocidades, para as seguintes rotações indicadas no mostrador do conversor: 600, 900, 1200, 1500, 1800 e 2100 rpm. e registra-se os pares ordenados de valores  $V_v$  e f.

Ao atingir o valor indicado de 2100 rpm, a variação da velocidade deve ser feita em sentido decrescente, para as rotações: 1800, 1500, 1200, 900, 600, 300 e 0 rpm, sempre registrando os pares ordenados de valores  $V_v$  e f.

O procedimento descrito no item acima é repetido mais duas vezes e obtém-se um total de 52 pares de pontos ordenados.

## **e.2) Resultados da calibração do SMV.**

Como a cada rotação o medidor de frequência conta 60 pulsos, a rotação do eixo da roda é:

$$\text{rot} = \frac{f}{60} \quad [\text{rps}]$$

Cada rotação da roda corresponde ao caminho percorrido pelo perímetro. Para o diâmetro da roda D (em metros), tem-se a velocidade linear equivalente ao percorrido pelo veículo, em metros por segundo:

$$V = \text{rot} \cdot \pi \cdot D = \frac{f}{60} \cdot \pi \cdot D \quad [\text{m/s}]$$

O diâmetro da roda utilizada é 914 mm. Transformando para km/h tem-se:

$$V = \frac{f}{60} \cdot \pi \cdot 0,914 \cdot 3,6 \quad [\text{km/h}]$$

Onde:

V	=	velocidade linear equivalente da roda	[km/h]
f	=	frequência enviada pelo torquímetro	[Hertz]
3,6	=	fator de conversão de m/s para km/h	[adm]
0,914	=	diâmetro da roda	[m]

Com os valores coletados conforme a sequência descrita, elaboramos a curva de calibração do SMV, obtendo os seguintes parâmetros:

coeficiente angular	=	40,516	[km/h.V]
coeficiente linear	=	- 0,1143	[km/h]
coeficiente de correlação	=	1	[adm]

A curva de calibração é mostrada na figura d 1. A equação de calibração resultante para a Velocidade é:

$$V = -0,1143 + 40,516.V_v \quad [\text{km/h}]$$

Onde:

V	=	Velocidade do veículo	[km/h]
V <sub>v</sub>	=	Tensão do tacogerador	[V]

A incerteza no valor da Velocidade ajustada pela curva proposta é:

$$\mu_{\text{curva}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (V_i - V_{ci})^2}{N}} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Onde:

$V_i$  = valor da velocidade medida em cada ponto [°C]

$V_{ci}$  = valor da velocidade ajustada pela curva [°C]

e:

$$v = N - (m + 1) \quad [\text{adm}]$$

Onde:

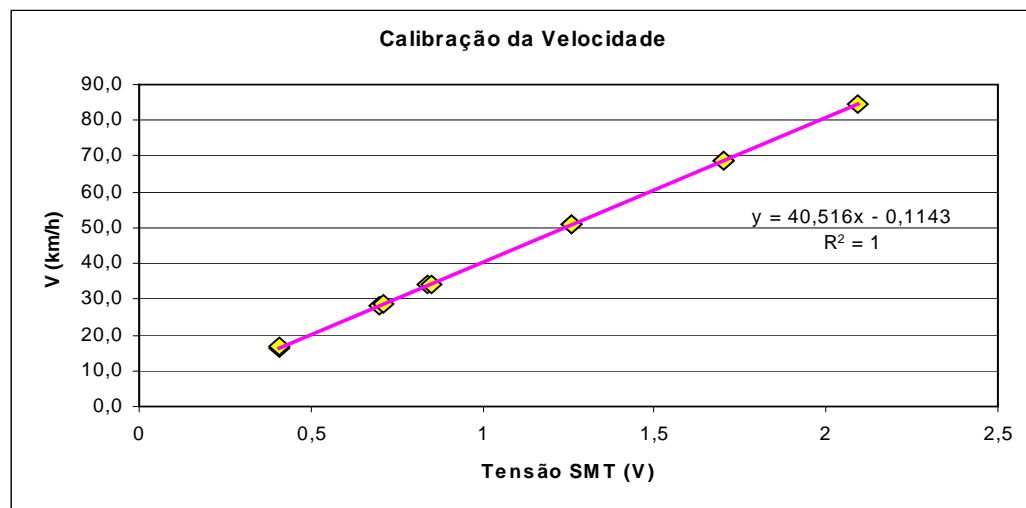
$v$  = número de graus de liberdade [adm]

$N$  = número total de dados [adm]

$m$  = grau do polinômio de ajuste = 1 (reta) [adm]

Resultando:

$$\mu_{\text{curva}} = 0,148 \quad [\text{Km/h}]$$



**Figura e.1:** Curva de calibração do SMV.

### e.3) Incerteza total do SMV.

Calculando a velocidade pela equação:

$$V = \frac{2.\pi.R.n}{60} \quad [\text{km/h}]$$

Onde:

R = raio da roda [m]

n = rotação [rpm]

A incerteza padrão combinada, levando-se em conta a incerteza de cada um dos termos na utilização da equação acima para o calculo da velocidade, é:

$$\mu_V^2 = \mu_n^2 \cdot \left( \frac{2.\pi.R}{60} \right)^2 + \mu_R^2 \cdot \left( \frac{2.\pi.n}{60} \right)^2$$

Onde;

$\mu_R$  = Incerteza na medida do raio da roda, admitido superestimando como sendo dez vezes a tolerância de usinagem da roda = 0,002 [m]

$\mu_n$  = certificado do LAME CCU 241/2001 = 2,5 [rpm]

Temos para a incerteza padrão combinada, o valor de:

$$\mu_V^2 = 0,5 \quad [\text{Km/h}]$$

A incerteza total combinada do SMFN é,

$$\mu_{\text{Total}} = \sqrt{\mu_1^2 + \mu_2^2 + \mu_3^2} \quad [\text{N}]$$

Onde

$\mu_1$  = Incerteza da resolução placa 12 bits / computador = 0,00141 [V]

que convertida pela reta de calibração = 0,057 [km/h]

$\mu_2 = \mu_{\text{curva}}$  = Incerteza do ajuste pela curva de calibração = 0,148 [N]

$\mu_3 = \mu_v$  = Incerteza padrão combinada da equação = 0,5 [N]

Resultando a incerteza total na medida da Velocidade de:

$$\mu_{\text{Total}} = 0,525 \text{ [km/h]}$$

Assim, com 95 % de certeza, o valor da velocidade calculado segundo a equação estará entre  $\pm 2 \cdot \mu_{\text{Total}}$ , ou seja  $\pm 1,05 \text{ km/h}$ .